

GRADO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL
TRABAJO FIN DE GRADO

***ANÁLISIS EXERGÉTICO DE PLANTA
DE PRODUCCIÓN DE ENERGÍA***

Alumna: Muñoz de la Peña, Iruarrizaga, María

Director: Flores, Abascal, Iván

Curso: 2017-2018

Fecha: Bilbao, 18 de junio de 2018

RESUMEN TRILINGÜE

En el siguiente documento se realiza un análisis exergético de una planta de producción de potencia de ciclo convencional. El objetivo de la realización de este análisis es obtener información sobre todos los flujos de energía a los que se ven sometidos los equipos en el transcurso del ciclo y calcular los rendimientos de los equipos. El interés principal es detectar las fuentes de ineficiencia del ciclo para evitar el derroche de la energía contenida en el combustible. Su objetivo final será la búsqueda de una alternativa de mejora para el ciclo que contribuya a un aumento del rendimiento energético del mismo. Así, aparte de lograr un beneficio económico se contribuirá a la disminución de emisiones contaminantes a la atmósfera de acuerdo con el compromiso llevado a cabo en el Protocolo de Kioto.

Hurrengo dokumentuan energia lortzeko instalazio baten buruzko analisi exergetikoa egiten da. Analisi honen helburua, ekipameduek jasaten duten energia transferentzien buruzko informazioa lortzea eta haien errendimenduak kalkulatzeko da. Azkeneko helburua eraginkortasunik ez duten prozesuak detektatzeko da, erregaian dagoen energia alferrik ez galtzeko. Amaitzeko, zikloaren errendimendua hobetzeko hautabide bat proposatu da. Horrela, hobekuntza ekonomikoa lortuz gain, berotegi efektua sortzen duten hondakinen ekoizpena murriztuko da, Kyotoren Protokoloan ezarri zen arabera.

In the following document an exergy analysis of a conventional cycle power production plant is made. The objective of conducting this analysis is to obtain information of all the energy flows to which each equipment is subjected during the course of the cycle and to calculate the performance of each equipment. The main interest is to detect the sources of inefficiency to avoid wasting the energy contained in the fuel. Its final objective will be the proposal of an alternative to improve the performance of the cycle. Thus, apart from achieving an economic benefit, it will contribute to the reduction of polluting emissions to the atmosphere in accordance with the commitment made in the Kyoto Protocol.

ÍNDICE

1. MEMORIA.....	6
1.1 INTRODUCCIÓN.....	6
1.2 CONTEXTO.....	6
1.3 OBJETIVOS Y ALCANCE DEL TRABAJO	9
1.4 BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO	10
1.5 ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE.....	10
1.5.1 ANALISIS DE LAS INSTALACIONES DE POTENCIA CON VAPOR: EL CICLO RANKINE	10
1.5.2 CICLO CON RECALENTAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO.....	12
1.5.3 CICLO SUPERCRÍTICO	13
1.5.4 CICLO REGENERATIVO.....	14
1.5.5 SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA. IRREVERSIBILIDADES DEL PROCESO	15
1.6 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS.....	17
1.7 DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA	19
2. DESARROLLO DEL ESTUDIO	20
2.1 DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS QUE COMPONEN LA PLANTA	20
2.2 EL PROGRAMA INFORMÁTICO EES.....	25
2.3 DIAGRAMA DE GANTT.....	25
2.4 CÁLCULOS TERMODINÁMICOS	25
2.4.1 DETERMINACIÓN DE LOS ESTADOS	25
2.4.2 BALANCES DE MASA	25
2.4.3 BALANCE DE ENERGÍA	26
2.4.4 BALANCE EXERGÉTICO	27
2.4.5 ANÁLISIS DE LA COMBUSTIÓN.....	32
2.5 DESCRIPCIÓN DE LOS RESULTADOS.....	35
2.5.1 VARIABLES EN CADA ESTADO.....	35
2.5.2 BALANCES DE MASA	36
2.5.3 BALANCES DE ENERGÍA	37
2.5.4 BALANCES DE EXERGÍA	39
2.5.5 RESULTADOS DE LA COMBUSTIÓN EN LA CALDERA.....	40
3. ASPECTOS ECONÓMICOS.....	41
3.1 DESCRIPCIÓN DEL PRESUPUESTO	41

4.	CONCLUSIONES	42
5.	BIBLIOGRAFÍA	42
6.	ANEXO: CÓDIGO EES UTILIZADO	44
6.1	ESTADOS DEL CICLO DE VAPOR	44
6.2	BALANCES DE MASA	49
6.3	BALANCES DE ENERGÍA.....	50
6.4	ANÁLISIS DE LA COMBUSTIÓN	52
6.5	BALANCES DE EXERGÍA.....	56
6.6	ANÁLISIS DE LA ALTERNATIVA DE MEJORA	58

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Porcentajes molares del combustible	32
Tabla 2. Porcentajes molares del comburente	32
Tabla 3. Pesos moleculares y flujos másicos combustible y comburente	32
Tabla 4. Variables en cada estado	36
Tabla 5. Resultados balance de masa	37
Tabla 6. Resultados balance de energía	37
Tabla 7. Potencias mecánicas	38
Tabla 8. Potencias isoentrópicas turbina	38
Tabla 9. Potencias isoentrópicas bombas	39
Tabla 10. Resultados balance de exergía	39
Tabla 11. Distribución de exergía	40
Tabla 12. Entalpías de formación y entropías estándar de los compuestos	40
Tabla 13. Entalpías y entropías para el combustible, el aire y los humos	41
Tabla 14. Valores de la exergía química del combustible	41

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Generación de energía en España de enero a noviembre de 2017. Fuente ^[1]	6
Ilustración 2. Producción energética de centrales térmicas en España. Fuente ^[2]	9
Ilustración 3. Ciclo Rankine convencional. Fuente ^[3]	11
Ilustración 4. Diagrama T-s ciclo Rankine ideal. Fuente ^[4]	12
Ilustración 5. Ciclo ideal con recalentamiento. Fuente ^[5]	13
Ilustración 6. Ciclo ideal supercrítico con recalentamiento. Fuente ^[6]	14
Ilustración 7. Ciclo regenerativo de potencia con un calentador cerrado del agua de alimentación. Fuente ^[7]	14
Ilustración 8. Formulación de Clausius del segundo principio. Fuente ^[8]	16
Ilustración 9. Formulación de Kelvin-Planck del segundo principio. Fuente ^[9]	16
Ilustración 10. Precalentadores de aire. Fuente ^[10]	19
Ilustración 11. Esquema de la central	21
Ilustración 12. Bomba de condensado. Fuente ^[12]	21
Ilustración 13. Calentador cerrado. Fuente ^[13]	22
Ilustración 14. Desgasificador. Fuente ^[14]	23
Ilustración 15. Diagrama de Gantt.....	25

1. MEMORIA

1.1 INTRODUCCIÓN

Una función importante de la ingeniería consiste en la conversión de cualquier forma de energía en otras según el interés que demande la situación. La función de la central que se analiza en este informe consiste precisamente en la transformación de la energía contenida en un gas natural en energía eléctrica. Esta transformación se lleva a cabo en la central térmica de ciclo convencional de vapor que se presenta a continuación y cuyo principio de funcionamiento se basa en una continua vaporización y condensación del agua con el fin de lograr la requerida transformación de energía. Este proceso se lleva a cabo en lo que se conoce como el ciclo Rankine convencional y es el ciclo en el que se basan las centrales térmicas de vapor en la actualidad.

En el documento se realiza un análisis exergético sobre una planta de producción de potencia mediante un ciclo de vapor. Para ello, aplicando los conocimientos de la ingeniería termoenergética se realiza un análisis termodinámico detallado adaptado a las características de nuestra central.

El análisis exergético es un método de análisis que combina el principio de conservación de masa y energía con el segundo principio de la termodinámica. El interés principal por el que realizar un análisis exergético, y no uno simplemente energético, reside en que nos informa acerca de la eficiencia de los sistemas y nos proporciona información real sobre la energía que se está malgastando. De este modo, se pueden detectar las fuentes de ineficiencia y contribuir a su mejora.

La exergía es por definición la energía útil que posee un sistema. Al contrario que la energía, la exergía no se conserva. Cuando un sistema con una cierta exergía inicial sufre un proceso termodinámico, conlleva asociadas unas pérdidas. Esas pérdidas en términos de exergía se pueden definir como exergía destruida. Es decir una energía útil que poseía en el estado inicial el sistema se ha transferido al entorno como pérdida sin colaborar en una aportación de trabajo y se ha convertido, por tanto, en exergía destruida. Por supuesto, también podemos hablar de transferencias de exergía de un sistema a otro. Por ejemplo cuando un fluido atraviesa una bomba y se comprime, la exergía del mismo aumenta ya que, como se ha comentado, ha aumentado la energía útil que posee y ahora es capaz de producir un trabajo.

1.2 CONTEXTO

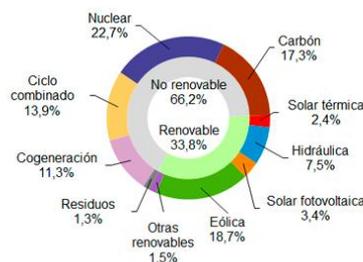


Ilustración 1. Generación de energía en España de enero a noviembre de 2017. Fuente^[1]

En España, y como se aprecia en el gráfico, el uso de la quema de combustibles para la obtención de energía sigue siendo una de las principales fuentes de suministro de esta. Según datos proporcionados por la Red Eléctrica de España, la producción de renovables en el año 2017 supuso un 33,8% frente a un 66,2% de no renovables. Dentro de las no renovables el uso del carbón ocupó un 17,3% en comparación con el 13,9% del uso ciclos combinados y el 11,3% de la cogeneración. La nuclear fue la que más energía produjo ocupando un 22,7% del total.

Según esta misma fuente, hay actualmente en nuestro país unas 200 centrales térmicas en funcionamiento, sumando una potencia total instalada de 27.000 MW. Prácticamente todas son propiedad de las grandes compañías eléctricas, Endesa, Gas Natural Fenosa, Iberdrola y EDP. Entre todas ellas, Endesa es la empresa que cuenta con las centrales térmicas de mayor potencia instalada que se encuentran en nuestro país.

Centrales	Tipo	Potencia MW	Energía (GWh)		
			2016	2017	% 17/16
Puentenuevo 3	Carbón	300	822	1.300	58,3
Litoral de Almería	Carbón	1.120	5.082	6.119	20,4
Los Barrios	Carbón	570	2.370	3.131	32,1
San Roque 1	Ciclo combinado	390	1.761	967	-45,1
San Roque 2	Ciclo combinado	402	560	792	41,3
Arcos 1	Ciclo combinado	389	0	51	-
Arcos 2	Ciclo combinado	373	0	83	-
Arcos 3	Ciclo combinado	823	904	750	-17,1
Palos 1	Ciclo combinado	387	0	22	-
Palos 2	Ciclo combinado	389	65	382	487,4
Palos 3	Ciclo combinado	391	0	0	-
Campo de Gibraltar 1	Ciclo combinado	393	0	1	-
Campo de Gibraltar 2	Ciclo combinado	388	0	569	-
Colón 4	Ciclo combinado	391	0	196	-
Algeciras 3 CC	Ciclo combinado	821	1.104	2.137	93,6
Málaga 1 CC	Ciclo combinado	416	1.791	1.818	1,5
Andalucía		7.941	14.459	18.318	26,7
Teruel	Carbón	1.056	3.318	4.711	42,0
Castelnou	Ciclo combinado	791	176	169	-3,9
Escatrón 3	Ciclo combinado	804	0	925	-
Escatrón Peaker	Ciclo combinado	275	0	6	-
Aragón		2.925	3.493	5.811	66,4
Aboño	Carbón	878	4.066	5.995	47,4
Lada	Carbón	348	1.141	1.538	34,8
Narcea ⁽¹⁾	Carbón	502	1.276	1.143	-10,4
Soto de la Ribera ⁽²⁾	Carbón	346	1.090	1.429	31,1
Soto de la Ribera 4	Ciclo combinado	426	249	578	132,7
Soto de la Ribera 5	Ciclo combinado	428	106	107	0,5
Asturias		2.928	7.928	10.789	36,1
Trillo I	Nuclear	1.003	8.003	7.981	-0,3
Puertollano ⁽³⁾	Carbón	-	0	-	-
Aceca 3	Ciclo combinado	386	667	490	-26,5
Aceca 4	Ciclo combinado	373	599	1.177	96,3
GICC-PL ELCOGAS ⁽⁴⁾	Carbón	-	0	-	-

Castilla-La Mancha		1.762	9.269	9.648	4,1
Garoña ⁽⁵⁾	Nuclear	0	0	0	-
Anllares	Carbón	347	1.009	909	-9,9
Compostilla II ⁽⁶⁾	Carbón	1.005	3.137	2.818	-10,2
Guardo	Carbón	486	943	1.104	17,1
La Robla	Carbón	619	1.465	1.579	7,8
Castilla y León		2.457	6.554	6.410	-2,2
Ascó I	Nuclear	996	8.444	7.523	-10,9
Ascó II	Nuclear	992	7.655	7.716	0,8
Vandellós II	Nuclear	1.045	7.644	8.994	17,7
Besós 3	Ciclo combinado	412	1.013	958	-5,4
Besós 4	Ciclo combinado	400	2.316	2.498	7,9
Besós 5	Ciclo combinado	859	663	1.360	105,1
Tarragona	Ciclo combinado	386	0	0	-
Tarragona Power	Ciclo combinado	417	420	544	29,4
Plana del Vent 1	Ciclo combinado	420	419	344	-17,9
Plana del Vent 2	Ciclo combinado	414	185	484	161,1
Puerto de Barcelona 1	Ciclo combinado	435	905	749	-17,3
Puerto de Barcelona 2	Ciclo combinado	431	1.067	955	-10,5
Cataluña		7.207	30.733	32.125	4,5
Cofrentes	Nuclear	1.064	9.178	7.050	-23,2
Castellón 3	Ciclo combinado	782	81	158	95,2
Castellón 4	Ciclo combinado	839	1.533	1.254	-18,1
Sagunto 1	Ciclo combinado	410	873	950	8,8
Sagunto 2	Ciclo combinado	412	1.467	1.175	-19,9
Sagunto 3	Ciclo combinado	411	741	637	-14,1
C.Valenciana		3.917	13.873	11.224	-19,1
Almaraz I	Nuclear	1.011	7.481	7.739	3,4
Almaraz II	Nuclear	1.006	7.693	8.605	11,9
Extremadura		2.017	15.175	16.345	7,7
Meirama	Carbón	557	2.311	2.468	6,8
Puentes García Rodríguez	Carbón	1.403	7.158	8.349	16,6
Puentes García Rodríguez 5	Ciclo combinado	856	485	1.473	203,6
Sabón 3	Ciclo combinado	391	185	290	56,6
Galicia		3.207	10.139	12.580	24,1
Arrúbal 1	Ciclo combinado	395	57	286	400,7
Arrúbal 2	Ciclo combinado	390	959	1.404	46,4
La Rioja		785	1.016	1.690	66,4
Cartagena 1	Ciclo combinado	418	298	1.526	412,4
Cartagena 2	Ciclo combinado	418	0	532	-
Cartagena 3	Ciclo combinado	413	172	299	73,7
El Fangal 1	Ciclo combinado	403	382	5	-98,7
El Fangal 2	Ciclo combinado	401	28	142	416,2
El Fangal 3	Ciclo combinado	395	133	593	346,6
Escombreras 6	Ciclo combinado	816	102	348	241,9
Murcia		3.264	1.115	3.447	209,2
Castejón 1	Ciclo combinado	425	636	533	-16,2
Castejón 2	Ciclo combinado	379	0	0	-
Castejón 3	Ciclo combinado	418	652	872	33,8
Navarra		1.222	1.288	1.405	9,1
Amorebieta	Ciclo combinado	786	649	919	41,7
Bahía de Bizkaia	Ciclo combinado	785	1.282	1.207	-5,8

Santurce 4	Ciclo combinado	396	0	138	-
País Vasco		1.968	1.930	2.265	17,3
Total		41.601	116.973	132.056	12,9

Ilustración 2. Producción energética de centrales térmicas en España. Fuente^[2]

En la tabla, y también según Red Eléctrica Española, encontramos clasificadas por comunidades, el listado de centrales térmicas instaladas en España, tanto nucleares como de carbón y ciclo combinado. Asimismo, encontramos la potencia instalada de cada una de ellas y la energía producida en GWh durante los años 2016 y 2017.

La central analizada utiliza gas natural como combustible. Esta alternativa de combustible al carbón o al petróleo se ha extendido mundialmente y colabora en una disminución de emisiones ya que emite sustancias menos contaminantes que el carbón a la atmósfera. El gas natural ofrece además una gran flexibilidad, lo que es beneficioso tanto técnica como económicamente. Esta característica supone que reaccione rápidamente ante las situaciones de máxima demanda lo que hace que pueda trabajar efectivamente junto con fuentes intermitentes como puede ser la energía eólica. Japón es el país que cuenta con las mayores centrales de gas natural, integrando en él 6 de las 10 mayores centrales del mundo.

La quema de combustibles fósiles para la obtención de energía es una práctica utilizada desde antaño. No obstante, esta práctica conlleva una desfavorable consecuencia ambiental: la emisión de sustancias contaminantes y la emisión de gases de efecto invernadero a la atmósfera. La problemática ambiental es un asunto que preocupa cada vez más a la población y se ve reflejado en un gran porcentaje de la misma y organizaciones que luchan a favor de la protección del medio ambiente.

Ante esta situación, y después del llamado Segundo Informe de Evaluación que ratificaba que el cambio climático era ya un hecho probado y que la temperatura de la atmósfera había aumentado a causa de los gases de efecto invernadero, los gobiernos de varios países desarrollados firmaron el conocido Protocolo de Kioto en 1997. En este texto se incluían medidas energéticas con las que los países participantes se comprometían a una reducción y limitación de emisiones. El plan, que se puso en funcionamiento en febrero de 2005, establecía que las emisiones deberían reducirse en un 5% de los niveles de 1990 para el periodo 2008-2012. Cuando este primer periodo finalizó, se dispuso a garantizar el mantenimiento del protocolo de Kioto para un segundo periodo en la llamada cumbre de Doha de 2012.

1.3 OBJETIVOS Y ALCANCE DEL TRABAJO

El objetivo principal del trabajo consiste en el análisis termodinámico del ciclo convencional de vapor que se presenta. Mediante el mismo, obtendremos el valor de los rendimientos energéticos y exergéticos de los equipos que componen la planta. Además nos proporcionará información acerca de todos los flujos de transferencia de calor y trabajo a los que están sometidos los equipos con lo que seremos capaces de conocer la potencia neta producible a partir del gas natural. Conoceremos también

gracias al valor de las destrucciones de exergía, la cantidad concreta de energía útil que se ha ido perdiendo en cada equipo en el transcurso del ciclo. Por último, mediante el cálculo del rendimiento energético y exergético total del ciclo tendremos un parámetro característico para cuantificar el potencial de nuestra central y compararla con otras ya existentes.

Ante el problema planteado en el apartado anterior sobre los aspectos perjudiciales de estas centrales referentes al medio ambiente, este análisis nos permitirá detectar las principales fuentes de ineficiencia con el fin de poder mejorarlas y aumentar así el rendimiento de la planta, lo que a su vez conllevará un uso más eficiente y medioambientalmente aceptable de los recursos. Con este fin de mejorar la central, un segundo objetivo del trabajo consiste en proponer una mejora para la central según las debilidades que encontremos en la misma después del análisis exergético.

1.4 BENEFICIOS QUE APORTA EL TRABAJO

La propuesta de una mejora para el ciclo conlleva tanto ventajas económicas como ambientales ya que un uso más eficiente de los recursos se traduce en unos costes y unas emisiones inferiores.

El compromiso llevado a cabo mediante los países participantes en el Protocolo de Kioto nos empuja a encontrarnos en una época de transición energética. En ella, las grandes empresas energéticas se ven en la obligación de apostar por las renovables y desarrollar sus actividades empresariales en favor a la descarbonización. Dentro del área de trabajo que nos concierne, la ingeniería térmica, podemos colaborar en virtud a este desarrollo energético optando por la mejora de los rendimientos energéticos. Es decir, analizar y mejorar los equipos y procesos de modo que el rendimiento energético global de la central tienda al máximo. El aumento de este parámetro podría ser a causa de diferentes motivos, por ejemplo, un mejor aislamiento térmico, una buena combinación de ciclos de recalentamiento y sobrecalentamiento o un aprovechamiento del calor residual de los humos de combustión. Como consecuencia de ello obtendríamos menores pérdidas de calor, un mayor aprovechamiento del combustible o menores emisiones de gases de efecto invernadero.

El beneficio que se busca por tanto mediante la realización de este trabajo es el estudio y análisis de una propuesta de mejora para la central que permita aumentar el rendimiento de la misma.

1.5 ANÁLISIS DEL ESTADO DEL ARTE

El funcionamiento de esta central se basa en el modelo del ciclo Rankine de vapor. En este apartado se va a explicar el funcionamiento del mismo y se van a exponer una serie de mejoras que se incluyen al ciclo convencional con el fin de aumentar el rendimiento del ciclo.

1.5.1 ANÁLISIS DE LAS INSTALACIONES DE POTENCIA CON VAPOR: EL CICLO RANKINE

El ciclo Rankine consiste en un sistema termodinámico formado por los elementos principales constituyentes de una central térmica de vapor: caldera, turbina, bomba y condensador. Este ciclo se apoya en los principios de conservación de masa y energía, la segunda ley de la termodinámica y las propiedades de los estados con objeto de explicar los procesos por los que pasa el vapor hasta que se obtiene potencia útil.

A continuación se explicará en detalle este sistema analizando los cuatro volúmenes de control constituyentes del mismo.

1. Turbina: el vapor de agua que sale de la caldera alcanza la turbina a una alta presión y temperatura. La turbina absorbe la energía del fluido del agua produciendo un trabajo mecánico al mismo tiempo que abandona al fluido a una baja temperatura y presión.
2. Condensador: el agua que sale de la turbina pasa a través de un condensador. En el mismo una corriente de agua de refrigeración se calienta en virtud de que nuestro fluido de trabajo se condense.
3. Bomba: la función de la bomba es la de presurizar el agua líquida hasta su punto más alto antes de entrar en la caldera.
4. Caldera: el fluido estaría completamente preparado para entrar a la turbina después de calentarse hasta la saturación en la caldera y así evaporarse en la misma. Quedaría resuelto el ciclo.

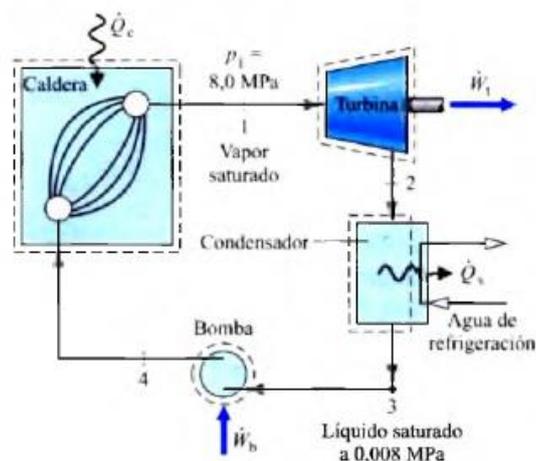


Ilustración 3. Ciclo Rankine convencional. Fuente^[3]

Un parámetro que cobra gran importancia en el análisis de ciclos de potencia de vapor es el rendimiento térmico. Es un parámetro que indica que proporción de la energía total suministrada a la caldera se ha transformado en trabajo. Es muy útil para valorar el comportamiento general de nuestra central de manera sencilla.

En resumen, el comportamiento de cualquier central térmica de vapor está basado en este sencillo proceso. Añadiéndole complejidad al mismo, con un mayor número de equipos o de ramificaciones, conseguiremos una central de mayor producción o con un mejor rendimiento pero, en definitiva, el principio de funcionamiento seguirá siendo este mismo.

Por último vamos a presentar el ciclo Rankine ideal. Se trata de un ciclo Rankine teórico en el que no existe ningún tipo de irreversibilidad. Es útil para hacernos una idea de los estados por los que pasa el agua y también sirve como referente de funcionamiento óptimo de nuestra central. Cuanto más se parezcan nuestros estados a los que presenta el ciclo Rankine ideal mayor será el rendimiento térmico de nuestra central.

Proceso 1-2: Una expansión isoentrópica en la turbina. Desde la presión con la que sale de la caldera hasta la presión en la entrada del condensador.

Proceso 2-3: Transferencia de calor desde el fluido de trabajo hasta el líquido de refrigeración a presión constante y saliendo como líquido saturado del condensador.

Proceso 3-4: Compresión isoentrópica del líquido hasta la presión de entrada en la caldera

Proceso 4-1: Transferencia de calor al fluido de trabajo en la caldera a presión constante.

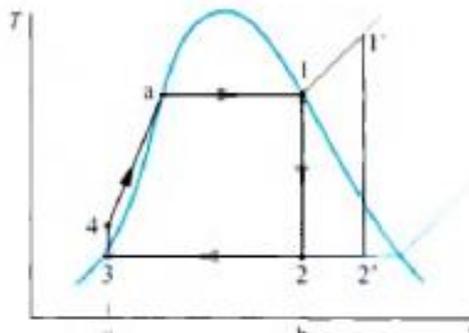


Ilustración 4. Diagrama T-s ciclo Rankine ideal. Fuente^[4]

1.5.2 CICLO CON RECALENTAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO

Estos dos procedimientos, recalentamiento y sobrecalentamiento, están incluidos en el esquema de nuestra planta y por tanto resulta de nuestro interés conocer su funcionamiento y su manera de contribuir al incremento del rendimiento energético total de la planta.

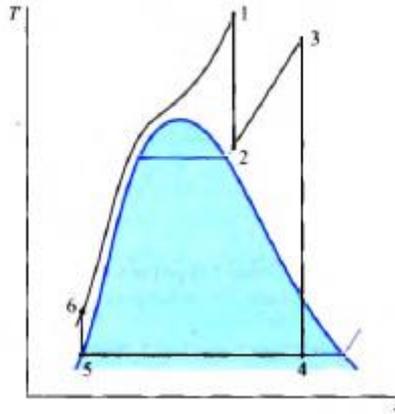


Ilustración 6. Ciclo ideal supercrítico con recalentamiento. Fuente^[6]

1.5.4 CICLO REGENERATIVO

Por último, el ciclo regenerativo, también incluido en el esquema de la central, consiste en aumentar el rendimiento térmico global del ciclo mediante regeneradores. Parte del vapor que se expande en la turbina es extraído en etapas intermedias y conducido a los denominados regeneradores, que no son más que intercambiadores de calor. A través de estos intercambiadores de calor fluye por una corriente secundaria el agua de alimentación que se llevará a la bomba de alimentación y posteriormente a la caldera. En virtud al vapor extraído de etapas intermedias de la turbina se consigue incrementar la temperatura del agua de alimentación en los intercambiadores disminuyendo así el aporte energético requerido en la caldera para llegar a la temperatura de funcionamiento. Pese a que la potencia producida por la turbina disminuye al extraer parte del vapor de la misma, el conjunto del proceso resulta rentable y se demuestra que contribuye al aumento del rendimiento de la central.

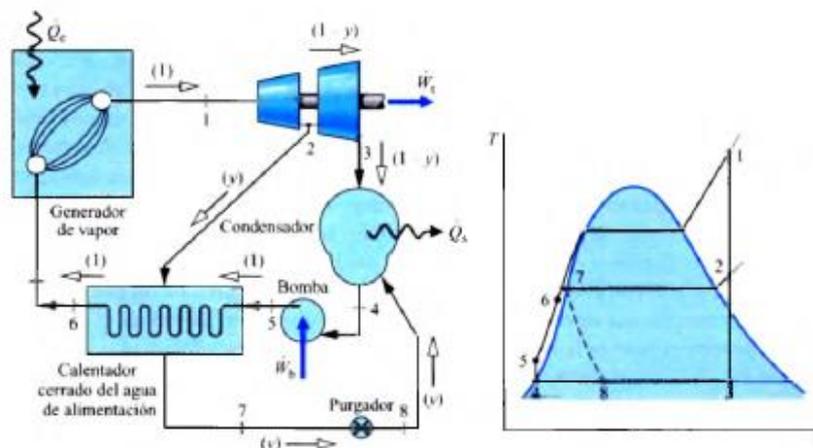


Ilustración 7. Ciclo regenerativo de potencia con un calentador cerrado del agua de alimentación. Fuente^[7]

1.5.5 SEGUNDO PRINCIPIO DE LA TERMODINÁMICA. IRREVERSIBILIDADES DEL PROCESO

Resulta interesante presentar esta ley en el texto para comprender el origen de las pérdidas asociadas al proceso y la limitación que impone la física a la hora de evitarlas.

Existen varias formas de formular este principio, aunque todas ellas se engloban en una única ley. La importancia de este principio reside en que, en ocasiones, el balance de energía y de masa no es suficiente para determinar el comportamiento termodinámico de un sistema.

Por ejemplo, considérese un sistema a una temperatura mayor que la del ambiente. Este sistema se enfriará hasta alcanzar la temperatura T_0 del ambiente y este proceso sucederá de forma espontánea. El balance de energía quedaría satisfecho en este caso ya que la energía se ha conservado emitiéndose al ambiente. No así lo estaría el segundo principio que vendría a informarnos acerca de la irreversibilidad del proceso. Es decir, el proceso inverso no sucedería de forma espontánea y sería necesaria una aportación de energía a nuestro sistema para recuperar las condiciones iniciales. Este ejemplo puede resultar lógico, pero en sistemas más complejos, en los que la espontaneidad del proceso no puede conocerse en base a la experiencia, se hace necesaria la aplicación del segundo principio.

Por otro lado, el segundo principio también ofrece información acerca del máximo trabajo teórico aprovechable de un sistema. Por ejemplo, en el ejemplo anterior podríamos haber aprovechado ese calor que emitíamos al ambiente para calentar un fluido, mover una turbina y generar un trabajo. Este trabajo máximo generable es limitado, y esos límites los establece el segundo principio.

Como se observa, el concepto del segundo principio es muy amplio. De hecho, engloba otros aspectos como la definición de la escala Kelvin de temperaturas o los procedimientos llevados a cabo para obtener los valores de h y u mediante otras variables termodinámicas más sencillas de obtener experimentalmente.

Se presentan dos alternativas para su formulación:

- LA FORMULACIÓN DE CLAUSIUS DEL SEGUNDO PRINCIPIO

La formulación de Clausius del segundo principio se enuncia de la siguiente manera: *“Es imposible la existencia de un sistema que pueda funcionar de modo que su único efecto sea una transferencia de energía mediante calor de un cuerpo frío a otro más caliente”*. Es importante reparar en las palabras “único efecto” ya que en la actualidad disponemos de medios para transferir calor de un medio más frío a otro más caliente, contémplese el caso de un frigorífico o del aire acondicionado. Pero el caso es que para llevar a cabo estos procesos es necesaria la aportación de un trabajo y que jamás ocurrirán de forma espontánea.

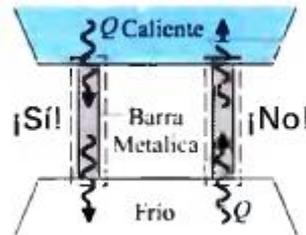


Ilustración 8. Formulación de Clausius del segundo principio. Fuente^[8]

- LA FORMULACIÓN DE KELVIN-PLANCK DEL SEGUNDO PRINCIPIO

Por otro lado, la formulación de Kelvin-Planck dice: “Es imposible construir un sistema que, operando según un ciclo termodinámico, ceda una cantidad neta de trabajo a su entorno mientras recibe energía por transferencia de calor procedente de un único reservorio térmico”.



Ilustración 9. Formulación de Kelvin-Planck del segundo principio. Fuente^[9]

Es decir, la restricción es válida solo para los ciclos termodinámicos, pero no niega la posibilidad de que un sistema lo realice. Consideremos un sistema operando según un ciclo y a partir de la transferencia de calor de un único foco. Según la ley de conservación de la energía se cumple que $W_{ciclo} = Q_{ciclo}$, lo que nos impone una restricción sobre las cantidades de calor o de trabajo intercambiables. Es decir, el trabajo realizado nunca será mayor que el calor aportado y además serán del mismo signo. Según el criterio de signos establecido un trabajo positivo (producción de energía mecánica) conllevará un calor positivo (transferencia al sistema de energía térmica) y viceversa.

Ahora pasemos a analizar la información que nos facilita el segundo principio. Según el enunciado de Kelvin-Planck, y como disponemos de un solo foco térmico en nuestro ejemplo, el trabajo neto desarrollado por el ciclo tiene que ser 0, esto no niega la posibilidad de que sea nulo o de que exista una transferencia de trabajo del entorno al sistema. Se resume con la siguiente ecuación: $W_{ciclo} \leq 0$

Por ello, el flujo de calor también será negativo o nulo, que es el resultado que nos da la combinación de las dos ecuaciones anteriores: $Q_{ciclo} \leq 0$

La aplicación del segundo principio resulta muy interesante en el estudio de las mejoras de los equipos. El procedimiento a seguir es el de determinar las condiciones ideales de trabajo máximas teóricas con las que pueden trabajar los equipos y compararlas con las actuales. El trabajo a realizar consistirá en la continua mejora de esas prestaciones para minimizar las irreversibilidades. El segundo principio nos limita hasta qué punto podemos minimizar estas irreversibilidades y se toma como guía orientativa para buscar mejoras. Los procesos irreversibles que inevitablemente se dan en cualquier sistema real, entre otras, son los siguientes:

- Pérdidas por transferencias de calor a causa de diferencias de temperatura.
- Expansión del líquido o gas hasta una presión más baja.
- Reacción química espontánea.
- Mezcla espontánea de sustancias con diferente composición o estado.
- Rozamiento.

Aunque estas irreversibilidades se den de forma natural inevitablemente, se pueden llevar a cabo mejoras que contribuyan a que se den en la menor medida posible. Por último veamos una aplicación del segundo principio en los ciclos de potencia, ya que resulta de interés para nuestro trabajo.

Consideremos la definición de rendimiento térmico de un ciclo que opera entre dos focos, uno caliente y uno frío: $\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_c} = \frac{Q_c - Q_f}{Q_c}$. Para que este rendimiento fuera del 100% el valor de Q_c tendría que ser igual a 0 y esto contradice al enunciado de Kelvin Planck del segundo principio. En resumen, es imposible operar según un ciclo termodinámico que convierta todo el calor aportado en energía mecánica, y que es siempre necesaria la transferencia de parte de esa energía térmica introducida en el ciclo al foco frío. Esta deducción se cumple para todos los ciclos termodinámicos existentes, por lo que nunca se dará en un ciclo real un rendimiento térmico del 100%.

En resumen, el segundo principio nos dice que en cualquier proceso real se dan, inevitablemente, las irreversibilidades mencionadas anteriormente. Estas irreversibilidades son las causantes de que el rendimiento térmico del ciclo siempre sea menor a la unidad. Esta afirmación queda demostrada mediante el enunciado de Kelvin-Planck del segundo principio, y por último, cualquier ciclo de potencia real lleva asociadas unas pérdidas inevitables de energía y será de interés para cualquier central minimizarlas.

1.6 ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

Los resultados obtenidos por medio del análisis reflejan un rendimiento energético del 38,32%, dado que las centrales de este tipo rondan rendimientos del orden del 40% lo consideramos un valor óptimo para la central. Este valor refleja que el 61,68% de la energía que poseía inicialmente el combustible se ha perdido inevitablemente. Por otro lado hemos obtenido un rendimiento exergético del 37,01% que a su vez muestra que hemos malgastado el 62,99% de la energía útil que poseíamos inicialmente. De cualquier modo, pese a la limitación a obtener rendimientos muy superiores en un ciclo

convencional como este impuesto sobre todo por las irreversibilidades en la caldera, es posible aumentarlo ligeramente mediante la introducción de ciertas mejoras.

Entre las posibles alternativas existe la opción de mejorar los aislamientos de los equipos con el fin de evitar transferencias de calor desde los mismos al entorno que produzcan escapes de energía que disminuyan la potencia obtenida. Sin embargo, analizando el valor de los rendimientos energéticos que nos ha proporcionado el análisis observamos que oscilan entre el 95 y 99%, por lo que no sería demasiado lógico trabajar en esta línea.

Dado que la principal fuente de irreversibilidad se encuentra en la caldera, que provoca el 72,17% de las pérdidas energéticas totales y el 88,63% de las exergéticas, resulta lógico enfocar las mejoras en este equipo.

Se han definido dos rendimientos para la caldera:

El primero, con un valor del 95%, representa la capacidad de aislamiento de la misma. Es decir tan sólo el 5% del calor aportado a la caldera se ha perdido por transferencia de calor por lo que tampoco dirigiremos este estudio a la mejora de aislamiento.

Sin embargo, se ha definido otro rendimiento como el cociente entre el calor aportado al vapor y la energía aportada por el combustible. El valor de este rendimiento resulta del 81,33%, o lo que es lo mismo, el 18,77% de la energía aportada por el combustible se ha perdido en los humos. Con el propósito de aprovechar ese 18,77% se propone la alternativa de instalar un precalentador de aire que caliente el aire a la entrada de la combustión mediante el calor residual de los gases de escape. De esta manera, en vez de desperdiciar el calor de los mismos expulsándolos por la chimenea, se reconducirían hacia el precalentador consiguiendo elevar la temperatura del aire.

Así, el aumento de la entalpía de la corriente de aire, supondría un consumo inferior de combustible en la caldera. Entre los beneficios aportados por este precalentador de aire destacan:

- Un menor consumo de combustible que supone menores costes económicos
- Una disminución de emisión de CO₂ a la atmósfera
- Un aumento del rendimiento de la caldera
- Un aumento del rendimiento del ciclo

Estos precalentadores de aire operan a contracorriente y se diseñan habitualmente como intercambiadores de haz de tubos. Para su diseño se deben considerar varios factores. Un precalentador más compacto requiere una menor inversión inicial pero supone unas pérdidas mayores en tanto que uno mayor ocupa un gran espacio aunque sus pérdidas de carga sean mayores. Se trata de buscar el diseño que mejor cumpla simultáneamente las condiciones técnicas y económicas presentes en el problema. Habitualmente se fabrican de acero o acero inoxidable.



Ilustración 10. Precalentadores de aire. Fuente^[10]

1.7 DESCRIPCIÓN DE LA SOLUCIÓN PROPUESTA

El proceso consiste en hacer pasar los humos que salen a 350°C de la caldera por el precalentador por el que circula aire a contracorriente a 25°C. Para conocer la temperatura de estos gases a la salida del precalentador se ha utilizado el método de la efectividad. Se ha calculado para ello el poder calorífico tanto de los humos como del aire resultando los siguientes valores

$$C_{p, \text{aire}} = 1,025 \text{ [kJ/kgK]}$$

$$C_{p, \text{humos}} = 1,195 \text{ [kJ/kgK]}$$

Multiplicando cada uno por sus correspondientes flujos másicos, asignamos por C_{\max} al producto del calor específico de los humos por su flujo másico y C_{\min} al del aire por su flujo másico.

$$C_{\max} = 601,3 \text{ [kJ/Ks]}$$

$$C_{\min} = 487,6 \text{ [kJ/Ks]}$$

Utilizando la siguiente expresión calculamos el calor máximo transferible entre ambos gases:

$$Q_{\max} = C_{\min} * (T_{h,in} - T_{c,in})$$

Que nos da un valor de 158480 kJ/s. Asignando a la efectividad un valor arbitrario de $e=0,85$ obtenemos el valor real transferido, resultando:

$$Q = 134708 \text{ [kJ/s]}$$

Con este valor podemos calcular la temperatura de salida de los gases por medio de las siguientes expresiones:

$$Q = C_{p, \text{humos}} (T_{h,in} - T_{h,out})$$

$$Q = C_{p, \text{aire}} (T_{c,out} - T_{c,in})$$

Ecuaciones que nos proporcionan un valor de 301,3°C para la corriente de aire entrante en la caldera y 126°C para los humos finalmente evacuados por la chimenea.

En virtud al aumento de temperatura del aire entrante en la caldera, un menor consumo de combustible es requerido para lograr la misma aportación de energía al vapor del ciclo. La siguiente expresión nos proporciona el valor de flujo másico de combustible requerida:

$$Q_{in} = m_f h_{fuel} + m_a h_{aire} - m_h h_{humos}$$

Una vez calculada la entalpía del aire para la temperatura de 301,3°C se obtiene un consumo de combustible de 26,9 kg/s. En comparación con el combustible que se requería sin precalentador (30,1 kg/s), hemos logrado ahorrarnos un consumo de combustible de 3,2 kg de gas natural por segundo. El nuevo rendimiento de la caldera, calculado como el cociente entre la energía aportada al fluido de circulación y el poder calorífico del combustible por su flujo másico, resulta del 91%. Es decir, hemos conseguido aumentar el rendimiento de la caldera en un 91%. Por último, el nuevo rendimiento global calculado para el ciclo resulta 42,8%. En definitiva, ha aumentado en un 4%, luego será utilizado un 4% más de la energía aportada por el combustible.

Por último, en cuanto a factores medioambientales se refiere, esta mejora también ha supuesto beneficios. Como es lógico, un menor aporte de combustible también supone una disminución de emisiones de humos. En lo que al CO₂ se refiere, que es el elemento que nos importa debido a su contribución al efecto invernadero, se han reducido sus emisiones de 73,68 kg/s a 65,87 kg/s. Es decir 7,81 kg/s menos de CO₂ se emitirían a la atmosfera mediante la implantación de esta mejora.

2. DESARROLLO DEL ESTUDIO

2.1 DESCRIPCIÓN DE LOS EQUIPOS QUE COMPONEN LA PLANTA

El primer punto a tratar ha sido la definición de los equipos que componen este ciclo termodinámico atendiendo al funcionamiento que desempeña cada uno dentro del comportamiento global de la planta. Se ha descrito, brevemente, los procesos a los que se ve sometida el agua de circulación a su paso por cada uno de ellos.

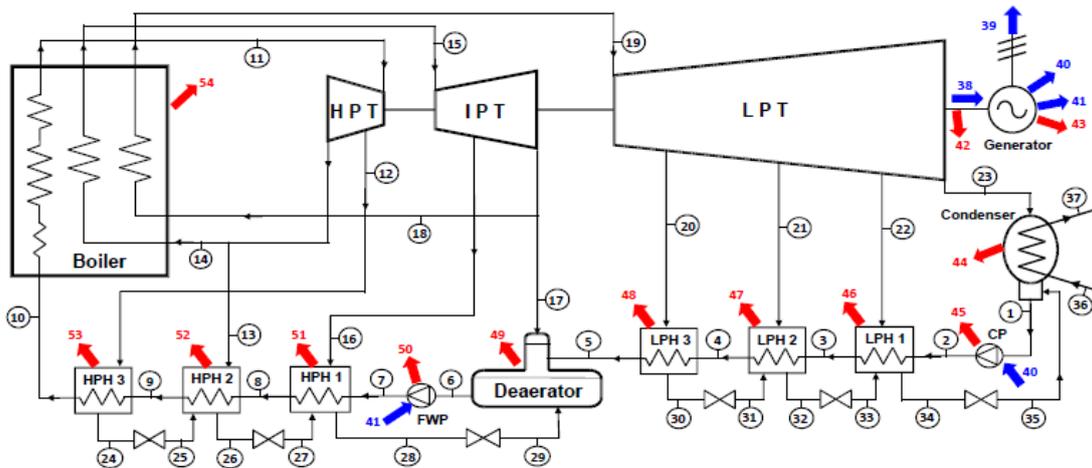


Ilustración 11. Esquema de la central

1. CP: Bomba de condensado

Tiene el propósito de bombear el condensado hasta el tanque de alimentación del tren de generación de vapor llamado tanque de agua de alimentación. Esta bomba tiene que tener la potencia suficiente como para que el agua alcance el citado tanque superando las pérdidas de carga que conlleva atravesar diversos equipos.

El problema reside en la baja presión hidrostática del fluido en la corriente de entrada a la bomba. Para que tras la aspiración en la bomba y la consiguiente depresión del fluido éste no se vaporice y de lugar al fenómeno de la cavitación, se hace necesario diseñar un sistema que cree cierta presión hidrostática a la entrada de la bomba. Para aumentar esta presión, estas bombas se instalan en fosos en niveles inferiores al suelo o verticalmente con el rodete situado en el interior de un tubo enterrado en el que se aumenta la presión.

Tras el bombeo, el agua se dirige a los precalentadores que están situados entre el tanque de alimentación y la bomba de agua de alimentación.



Ilustración 12. Bomba de condensado. Fuente^[12]

2. Calentadores de baja y alta presión

La causa de la implantación de estos dispositivos en la central es el interés en lograr un mayor rendimiento energético. El proceso que se lleva a cabo mediante ellos se conoce como precalentamiento regenerativo. Es un proceso simple que consiste en aprovechar el calor del vapor que se extrae de diferentes fases de la turbina. Este vapor se hace pasar por el calentador por el que fluye por un tubo el agua de alimentación, de modo que esta se calienta a medida que fluye por el tubo mientras que el vapor condensa. Debido a que se los líquidos se encuentran en distintos tubos la presión de los flujos puede ser distinta. A esto se le conoce como calentador cerrado, que son intercambiadores del tipo carcasa y tubos, y son los que figuran en nuestra central. En consecuencia, al llegar el agua de alimentación con mayor temperatura a la caldera, el rendimiento térmico del ciclo aumenta. En el ciclo observamos que el condensado formado en los calentadores de alta presión se lleva al desgasificador y se reenvía a la bomba de agua de alimentación. El formado en los de baja presión, en cambio, se devuelve al condensador para comenzar de nuevo el ciclo o dirigirse a la bomba de condensado.

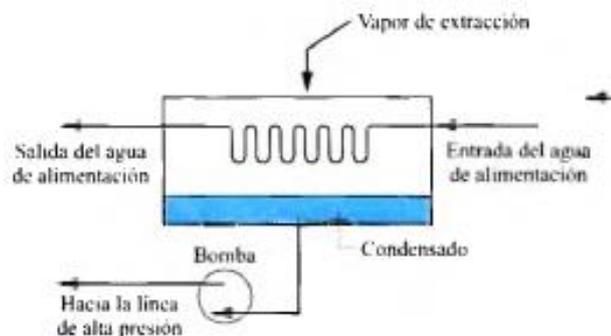


Ilustración 13. Calentador cerrado. Fuente^[13]

3. El desgasificador

El oxígeno es la principal causa de corrosión en tanques de agua caliente, líneas de alimentación, bombas de alimentación y calderas. Si el dióxido de carbono también está presente, el pH será bajo, el agua tenderá a ser ácida y aumentará la velocidad de corrosión. Por tanto se hace necesaria la eliminación del oxígeno disuelto y esto se puede lograr por métodos químicos o físicos.

En una planta de vapor, el agua expuesta al aire puede saturarse con oxígeno. La concentración variará con la temperatura: cuanto mayor es la temperatura, menor es el contenido de oxígeno.

En cuanto a los procesos químicos se utiliza la adición de compuestos que eliminan el oxígeno de la corriente de agua y evitan la corrosión. En plantas en las que no interesa la adición de químicos, en cambio, es típico el uso de un desgasificador.

Cuando la temperatura de un líquido es igual a su temperatura de saturación, la solubilidad de los gases en el mismo es nula. Para asegurar que esto ocurre, y que nuestra corriente se encuentra completamente libre de gases, el líquido debe calentarse considerablemente.

Esto se logra en el desgasificador. Su principio de funcionamiento reside en la ruptura del líquido en pequeñas gotas para rodearlo en una atmósfera de vapor. Al tener pequeñas superficies, la transferencia de calor ocurre rápidamente y las gotas alcanzan fácilmente la temperatura de saturación del vapor. Es aquí cuando los gases de vapor se liberan y son ventilados a la atmósfera. El agua libre de gases cae luego en la sección de almacenamiento del recipiente. Además, se mantiene una capa de vapor por encima del agua almacenada para garantizar que los gases no se vuelvan a absorber.

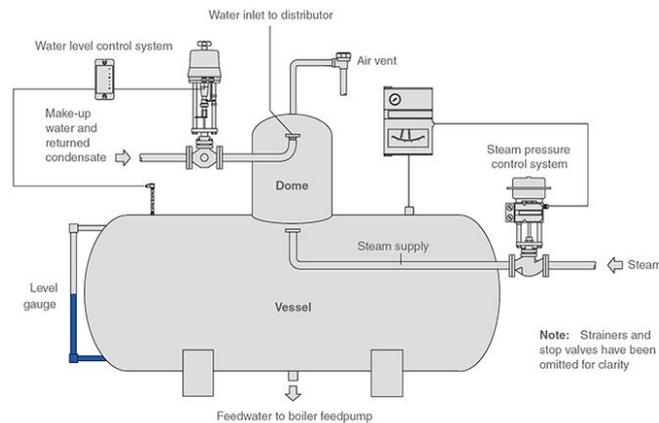


Ilustración 14. Desgasificador. Fuente^[14]

4. FWP

Se trata de la bomba de agua de alimentación. A la salida de la misma se alcanza la presión máxima a la que se verá sometida el agua. Hasta su llegada a la caldera, el agua sufrirá unas inevitables caídas de presión debido al rozamiento con los equipos.

5. Caldera

La caldera es la encargada de suministrar la energía térmica al vapor. En la caldera se dan las reacciones exotérmicas correspondientes para suministrar una gran cantidad de energía al fluido de modo que quede como vapor sobrecalentado. Las reacciones que dan lugar son de combustión y los combustibles utilizados pueden ser, por ejemplo, gas natural o carbón. A la salida de la caldera el fluido ya está comprimido y sobrecalentado y preparado para expandirse en la turbina. Por otro lado, el rendimiento térmico de la caldera es un parámetro de gran importancia ya que cuanto mayor sea, mayor será la transferencia de calor del combustible al fluido de trabajo. Debido a las altas temperaturas que se dan en la caldera a causa de la combustión, hay que tener en cuenta en el balance de energía las pérdidas de calor que ocurren en la misma.

6. 3 turbinas: de alta, media y baja presión

La turbina de vapor es el dispositivo encargado de producir trabajo mecánico en la central. El vapor, a gran temperatura y presión, choca contra los alabes de la turbina haciendo girar al eje solidario a ellos. De este modo conseguimos el buscado movimiento del eje de la misma. En otras palabras, la energía del vapor es aprovechada por la turbina y a la salida de la misma el fluido se encuentra en unas condiciones de temperatura y presión muy inferiores. Es decir, su entalpía disminuye considerablemente. En la turbina podemos considerar la energía cinética y potencial despreciable. En el balance de energía si habrá que tener en cuenta las pérdidas de calor, aunque son pequeñas en comparación con el trabajo producido.

7. El condensador

Se trata de un dispositivo en el que sucede un intercambio térmico entre el fluido en fase vapor que abandona la caldera y un refrigerante, normalmente aire o agua. El objetivo del condensador es conseguir un cambio de fase, de vapor a líquido, de nuestro fluido de trabajo. Para conseguirlo, el fluido refrigerante se calienta tras recibir el calor del fluido del ciclo. Las razones principales por las que se lleva a cabo este proceso son las siguientes:

- Se cierra el ciclo termodinámico, de modo que no se desecha el vapor a la salida de la turbina.
- La posterior compresión del fluido se puede dar en una bomba hidráulica sin necesidad de utilizar otros dispositivos (calderas o compresores) que requieren un mayor coste energético.
- Se reduce la presión a la salida del mismo, obteniendo así unos mayores saltos de presión posteriores.

Los flujos que recibe el condensador son los siguientes:

- El fluido restante de los flujos de los calentadores, que una vez enfriados se incorporan al condensado.
- El agua de aportación al circuito para reponer las pérdidas de agua. Es un agua desmineralizada que proviene del tanque de condensado de la central en cuestión.
- El vapor restante saliente de la turbina.

8. El generador

Se trata de una máquina rotativa encargada de convertir la energía mecánica en energía eléctrica. Está formado por dos partes principales, una que genera el flujo magnético, inductor, y otra que lo recibe y lo transforma en electricidad, el inducido. El inductor recibe el nombre de rotor y el inducido el de estator. Su funcionamiento se basa en la ley de Faraday que establece que, si se produce un movimiento relativo entre un campo magnético y unos conductores, se induce en ellos una fuerza electromotriz. El generador conlleva asociadas unas pérdidas que disminuyen el rendimiento del ciclo. A la potencia a la salida del mismo se la conoce como potencia neta y es la que se suministra a la red eléctrica

9. Las válvulas

Se tratan de válvulas de expansión que sólo dejan pasar el fluido a una zona de presión inferior. En consecuencia la presión disminuye. Como son dispositivos isoentálpicos, esta disminución de presión conlleva una disminución de temperatura.

2.2 EL PROGRAMA INFORMÁTICO EES

La cuestión a resolver ha sido el análisis termodinámico del ciclo. Con objeto de realizarlo se ha hecho uso del programa informático EES, Engineering Equation Solver. Este programa, además de la resolución efectiva de ecuaciones, también ha proporcionado el valor de las variables termodinámicas de los compuestos que han intervenido en la resolución del problema.

2.3 DIAGRAMA DE GANTT

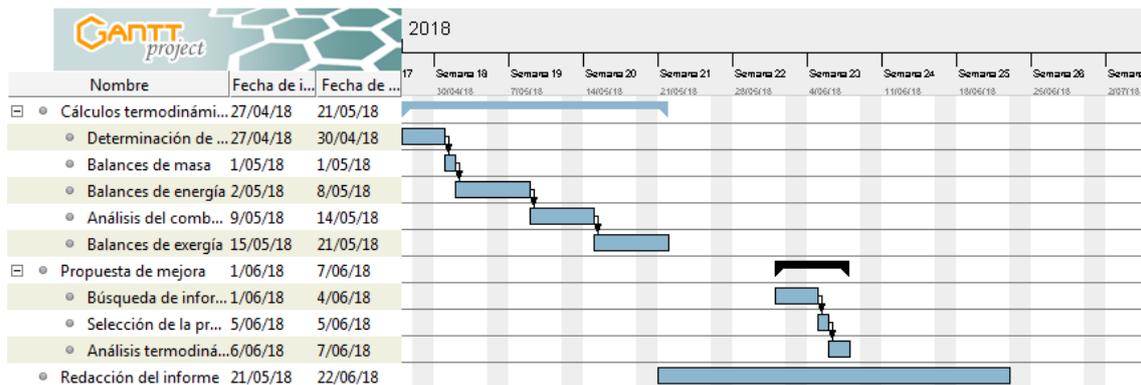


Ilustración 15. Diagrama de Gantt

2.4 CÁLCULOS TERMODINÁMICOS

2.4.1 DETERMINACIÓN DE LOS ESTADOS

Los datos de partida del análisis eran el flujo másico (m), la temperatura (T) y la presión (P) de cada estado. Se han introducido todas las variables termodinámicas de cada estado en el programa y se ha procedido a calcular con ellas la entalpía (h) y entropía (s) de cada estado. En los estados en los que el agua se encontraba en equilibrio líquido-vapor ha sido también necesaria la introducción del título de vapor (x) para el cálculo de la entalpía y la entropía, ya que la temperatura y la presión no son independientes en ese estado del agua. Esta situación se da a la salida del condensador, del desgasificador y del líquido condensado de los intercambiadores de calor.

2.4.2 BALANCES DE MASA

A continuación se han planteado los balances de masa de cada volumen de control. Estos han consistido en una comprobación de que la diferencia de los flujos másicos a

la entrada y a la salida de cada volumen de control era nula. Para ello se ha definido la variable Δm para cada uno de los volúmenes como la variación de masas entrantes y salientes de cada equipo. Como el valor de esta variable ha resultado nulo en todos los casos, se ha comprobado que se cumplen los balances de masa.

2.4.3 BALANCE DE ENERGÍA

El planteamiento de los balances de energía nos ha proporcionado, en primer lugar, el valor de los flujos de pérdidas de calor en cada equipo.

Respecto al balance de energía en la turbina, disponíamos como dato de partida el rendimiento mecánico de la misma. Con este hemos calculado el trabajo mecánico total desarrollado por la turbina en cada una de sus etapas. Por otro lado, se ha calculado el rendimiento isoentrópico para obtener el valor del trabajo teórico máximo realizable por la misma en el caso de que no existiesen irreversibilidades de ningún tipo. La suma de los trabajos realizados en cada una de las etapas de la turbina nos ha proporcionado la potencia mecánica total en el eje.

En cuanto a las bombas, se ha seguido un procedimiento similar que para la turbina. En cada una de ellas, y por medio de su rendimiento mecánico, se ha calculado el trabajo total requerido por las mismas. Además, mediante la introducción de la variable entalpía isoentrópica se ha calculado el rendimiento isoentrópico de ellas. Con este parámetro hemos calculado el valor del trabajo mínimo que habría que suministrarle para un funcionamiento óptimo en el caso de que no existieran irreversibilidades de ningún tipo.

Este trabajo mecánico ha servido para calcular por medio del balance de energía en el generador, la energía eléctrica máxima que entregaremos a la red con fines domésticos o industriales. Al trabajo mecánico desarrollado en el eje que restarle el trabajo requerido por la propia central en las bombas para cerrar el ciclo. Aplicando el valor del rendimiento del generador hemos obtenido finalmente la potencia neta.

En la caldera, por medio de $\eta_{boiler1}$ se ha calculado el calor total entrante en la caldera teniendo en cuenta que parte del calor aportado por el combustible se ha perdido en los humos y otra parte por transferencia desde la superficie al entorno. Con este valor y por medio de un balance de energía en la misma, y dado que se conoce la entalpía y flujos másicos de todas las corrientes de agua entrantes y salientes de la misma, se ha podido calcular el calor que se ha transferido al entorno.

Los rendimientos energéticos son parámetros importantes dentro de este análisis energético porque nos sirven para conocer como de bien están aislados los equipos. Es decir, cuanto mayor sea el rendimiento energético, más adiabático será el equipo en cuestión. Por ello se ha calculado el rendimiento energético para cada uno de los equipos.

Para concluir con el análisis energético se ha procedido a calcular el rendimiento energético global de la planta o lo que es lo mismo, el porcentaje de energía aportada

a la planta que se ha convertido en energía eléctrica. Se define de la siguiente manera:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{neto}}{PCI * m_F}$$

2.4.4 BALANCE EXERGÉTICO

La capacidad de realizar trabajo reside en la mutua interacción entre dos sistemas hasta alcanzar el equilibrio. Por ello, para calcular la exergía de un sistema, o en otras palabras, el máximo trabajo teórico aprovechable del mismo, se hace necesaria la definición de un ambiente de referencia que interactúe con el mismo. Este ambiente de referencia se definirá según las condiciones ambientales típicas de la atmosfera, con $T_0=25^\circ\text{C}$ y $P_0=1\text{atm}$. Dada la inmensidad de la misma, estas propiedades se suponen constantes, no así las propiedades intensivas como S , U o V que podrían variar con las interacciones entre ambos sistemas. Por otro lado, la energía cinética y la potencial se consideran constantes ya que se considera que todas las partes del ambiente están en reposo respecto a las otras. Luego la única variación de energía en el ambiente vendrá dada por la energía interna.

Para llegar a la formulación matemática que define la exergía tendremos que combinar los balances de energía y de entropía. Aplicaremos este balance al sistema combinado formado por nuestro sistema cerrado y el ambiente de referencia. Como el objetivo de este análisis es calcular el máximo trabajo teórico realizable, localizaremos la frontera entre los dos sistemas de modo que la única transferencia de energía que se da sea en forma de trabajo y que no haya ninguna transferencia externa de calor. Además esta frontera se localizará de modo que la variación de volumen del sistema combinado sea constante, aunque sabemos que la de los sistemas por separado no lo será, y de esta manera no consideraremos los intercambios de trabajo por variación del volumen. Por último definiremos el concepto de estado muerto, que no es sino el estado en el que se encuentra el sistema combinado cuando ya no tiene posibilidad de realizar trabajo. Es decir, aunque cada uno por separado siga poseyendo energía, ya no cabe la posibilidad de que interactúen entre ellos de forma espontánea. Las propiedades de U , S y V en ese estado para el sistema cerrado las denotaremos por U_0 , S_0 y V_0 .

Balance de energía. El balance de energía para el sistema combinado se reduce a:

$$\Delta E_c = -W_c$$

Como hemos establecido la frontera del sistema combinado la transferencia de calor con el ambiente será nula. La variación de la energía del sistema combinado será igual a la suma de la variación de la energía del sistema cerrado y del ambiente por separado. Como ya se ha comentado, la única variación de energía que sufrirá el ambiente será la de la energía interna y la del sistema será la variación de energía desde el estado inicial hasta el estado muerto, luego tendremos:

$$\Delta E_c = (U_o - E) + \Delta U_a$$

Siendo E la energía inicial que posee el sistema cerrado. Por otro lado:

$$\Delta U_a = T_o \Delta S_a - p_o \Delta V_a$$

Es el balance de energía para el ambiente. Combinando las tres ecuaciones expuestas obtenemos la expresión:

$$W_c = (E - U_o) - (T_o \Delta S_a - p_o \Delta V_a)$$

Por último, como la variación de volumen del sistema combinado es constante, la variación de volumen del ambiente será igual pero de signo opuesto a la del sistema cerrado, luego podemos plantear también la ecuación anterior de la siguiente manera:

$$W_c = (E - U_o) + p_o(V - V_o) - T_o \Delta S_a$$

Ecuación que nos da el valor del trabajo desarrollado por el sistema combinado cuando el sistema cerrado pasa de su estado inicial a su estado muerto mediante la interacción con el ambiente.

A continuación desarrollaremos el balance de entropía.

Para el sistema combinado se reduce a:

$$\Delta S_c = \sigma_c$$

Siendo el primer término la variación de entropía para el sistema combinado que es la resultante de la variación del sistema cerrado y del ambiente y se define como:

$$\Delta S_c = \Delta S_a + (S_o - S)$$

Combinando las dos ecuaciones anteriores obtenemos:

$$\sigma_c = \Delta S_a + (S_o - S)$$

Siendo S la entropía correspondiente al estado analizado y S_o la entropía en el estado muerto. Observamos que no tenemos término de transferencia de entropía ya que habíamos definido que para el sistema combinado la frontera se establecería de modo que no existiera transferencia de calor a través de ella. Por último el término σ_c representa la generación de entropía debida a las irreversibilidades internas del sistema cerrado.

Una vez realizados los balances de energía y entropía queda combinar las ecuaciones obtenidas por medio de ellas. Para ello despejamos el término ΔS_a de la segunda ecuación y lo introducimos en la primera, obteniendo así

$$W_c = (E - U_o) + p_o(V - V_o) - T_o(S - S_o) - T_o \sigma_c$$

Anteriormente, hemos definido la exergía como el trabajo teórico máximo realizable por el sistema combinado. Esto ocurre cuando no existen irreversibilidades en el proceso, luego haciendo nulo el término $T_o \sigma_c$ que es el que hace referencia a las

pérdidas en el proceso podemos definir al trabajo del sistema combinado como exergía y la denotaremos por B. En definitiva el término exergía queda definido de la siguiente manera:

$$B = (E - U_0) + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0)$$

Por último pasaremos a definir el balance de exergía para un sistema cerrado, y más tarde lo extenderemos para su uso en volúmenes de control que es el caso que nos concierne para nuestro estudio.

Una vez más combinaremos el balance de energía y de entropía para la obtención del balance de exergía. Estas ecuaciones para el sistema cerrado se definen como

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 \delta Q - W$$

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_f + \sigma$$

Donde para el balance de energía Q y W son el calor y el trabajo intercambiados por el sistema y el entorno. Por otro lado, en el balance de entropía T_f es la temperatura de la frontera del volumen de control para cada punto estudiado y σ la generación de entropía debida a las irreversibilidades del proceso. Multiplicando la segunda ecuación por T_0 y restándola a la primera se obtiene:

$$(E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) = \int_1^2 \delta Q - W - T_0 \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_f - T_0 \sigma$$

Agrupando los términos que incluyen δQ e introduciendo la variable exergía A definida anteriormente se obtiene:

$$B_2 - B_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \delta Q - [W - p_0(V_2 - V_1)] - T_0 \sigma$$

Donde $B_2 - B_1$ es la variación de exergía, $\int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \delta Q$ la transferencia de exergía que acompaña al calor, $[W - p_0(V_2 - V_1)] - T_0$ la transferencia de exergía que acompaña al trabajo y $T_0 \sigma$ la destrucción de exergía. La destrucción de exergía, al igual que ocurre para la de entropía, tan solo puede ser positiva o nula en el caso de que no existan irreversibilidades. Para el caso de la variación de exergía, puede ser tanto positiva como negativa o nula.

Al extender la anterior ecuación para su uso en volúmenes de control, habría que considerar además las transferencias de exergía asociadas a los flujos de masa y a los trabajos de estos a la entrada y a la salida. Tomando estas consideraciones la ecuación resultante queda

$$\frac{dB_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt} \right) + \sum_e \dot{m}_e \dot{b}_e - \sum_s \dot{m}_s \dot{b}_s - \dot{B}_d$$

Siendo $\frac{dB_{vc}}{dt}$ la variación de exergía por unidad de tiempo, $\sum_j(1 - \frac{T_0}{T_f})\dot{Q}_j$ la transferencia de exergía asociada al flujo de calor a través de la frontera del sistema, $(\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt})$ la transferencia de exergía que acompaña al trabajo excluyendo el trabajo de flujo, $\sum_e \dot{m}_e \dot{b}_e$ y $\sum_s \dot{m}_s \dot{b}_s$ las transferencias de exergía asociadas a los flujos de masa y al trabajo por unidad de tiempo realizados por estos a la entrada y a la salida, respectivamente, y \dot{B}_d la destrucción de exergía por unidad de tiempo.

Para empezar con el análisis exergético, se ha definido el valor de la exergía de cada estado de la siguiente manera, siendo h_0 y s_0 la entalpía y entropía del agua a temperatura y presión ambiente.

$$b[j] = (h[j] - h_0) - T_0(s[j] - s_0)$$

Una vez obtenidos los flujos de exergía, mediante la expresión del balance de exergía para volúmenes de control, calculamos la exergía destruida en cada equipo. Un método alternativo para el cálculo de la exergía destruida es mediante la ecuación de Gouy Stodola que se formula de la siguiente manera:

$$\dot{B}_d = T_0 \sigma_{vc}$$

Así mediante un balance de entropía en los equipos se calcula la generación de entropía σ_{vc} . Aplicando la citada ecuación se obtiene el valor de la destrucción. Se trata de un método alternativo en el que el valor obtenido a de ser el mismo que el calculado con el balance de exergía.

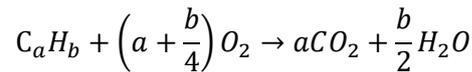
Otro término que cobra importancia en el desarrollo del trabajo es el rendimiento exergético. Se trata de un término que mide el aprovechamiento energético de un proceso, de manera que nos servirá para medir el nivel de derroche energético en el mismo además de ser un valor cuantitativo muy útil y visual para comparar equipos. Se define como el cociente entre el trabajo real desarrollado y el máximo trabajo teórico desarrollable. No es útil sólo para conocer si nuestro proceso es termodinámicamente óptimo, sino también a la hora de proponer mejoras resulta un parámetro eficaz para conocer si la propuesta es factible. Mayor rendimiento exergético se traduce en unas menores pérdidas y en un aprovechamiento mayor de la energía, con el menor derroche posible. Por ello, resulta atractivo hacer tender este valor al máximo de sus posibilidades, teniendo en cuenta también la inviabilidad de alcanzar el 100%, ya que supondría la utilización de tiempos de proceso muy largos y equipos muy sofisticados que significarían un coste económico por encima del beneficio obtenible. Del mismo modo se puede definir un rendimiento exergético del ciclo como el cociente entre el trabajo neto obtenido y el trabajo útil (o exergía) que posee el combustible.

$$\Psi = \frac{W_{neto}}{b_{cble}^{ch}}$$

Todo lo planteado hasta ahora en materia de exergía se corresponde con la exergía termodinámica de un sistema. Se trata de la capacidad de un sistema de realizar un

trabajo debido a la evolución del sistema cerrado al equilibrio térmico y mecánico con el ambiente. La exergía química es, en cambio, el máximo trabajo teórico realizable por el sistema combinado cuando disponemos de un combustible con posibilidad de ser quemado con oxígeno. La exergía total será la suma de ambas.

- Exergía química de un hidrocarburo: C_aH_b
 Al quemar el hidrocarburo con oxígeno se lleva a cabo la siguiente reacción exotérmica dando como productos carbono dióxido y vapor de agua



El balance de energía para el sistema combinado ambiente y la célula de combustible resulta

$$\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{n}_f} = \frac{\dot{Q}_{cv}}{\dot{n}_f} + \bar{h}_f + \left(a + \frac{b}{4}\right) \bar{h}_{O_2} - a\bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{h}_{H_2O}$$

Y el de entropía, también para el sistema combinado resulta

$$0 = \frac{\dot{Q}_{cv}/\dot{n}_f}{T_0} + \bar{s}_f + \left(a + \frac{b}{4}\right) \bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{s}_{H_2O} + \frac{\dot{\sigma}_{cv}}{\dot{n}_f}$$

Despejando el término de transferencia de calor de las dos últimas ecuaciones e igualándolas se obtiene

$$\begin{aligned} \frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{n}_f} = & \left[\bar{h}_f + \left(a + \frac{b}{4}\right) \bar{h}_{O_2} - a\bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{h}_{H_2O} \right] \\ & - T_0 \left[\bar{s}_f + \left(a + \frac{b}{4}\right) \bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{s}_{H_2O} \right] - T_0 \frac{\dot{\sigma}_{cv}}{\dot{n}_f} \end{aligned}$$

De igual manera a como se ha deducido el valor de la exergía termodinámica, de nuevo ahora haremos nulo el valor del término de generación de entropía, eliminando así la posibilidad de cualquier tipo de irreversibilidad en éste proceso. Por tanto el trabajo realizado ahora por el sistema combinado será lo que hemos definido anteriormente como exergía o máximo trabajo teórico realizable. Por tanto, finalmente la ecuación para la exergía química de un hidrocarburo queda:

$$\begin{aligned} \bar{B}^{ch} = & \left[\bar{h}_f + \left(a + \frac{b}{4}\right) \bar{h}_{O_2} - a\bar{h}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{h}_{H_2O} \right] \\ & - T_0 \left[\bar{s}_f + \left(a + \frac{b}{4}\right) \bar{s}_{O_2} - a\bar{s}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{s}_{H_2O} \right] \end{aligned}$$

Una alternativa que resulta ventajosa para el cálculo de la exergía química, es plantearla en términos de la función específica de Gibbs. La función específica de Gibbs se calcula a la temperatura T_0 y presión P_0 del ambiente. Además será necesario añadir un término al final de la ecuación para considerar la presión parcial a la que se encuentra cada componente a la entrada. Finalmente la ecuación resultante es

$$\bar{B}^{ch} = \left[\bar{g}_f + \left(a + \frac{b}{4} \right) \bar{g}_{O_2} - a \bar{g}_{CO_2} - \frac{b}{2} \bar{g}_{H_2O} \right] (T_0, p_0) + \bar{R} T_0 \ln \left[\frac{(y_{O_2}^e)^{a+b/4}}{(y_{CO_2}^e)^a (y_{H_2O}^e)^{b/2}} \right]$$

Hay que tener en cuenta que en el caso de un balance de exergía para una corriente con la misma composición, la componente de la exergía química se anulará en el mismo. No lo hará cuando en el volumen de control se lleve a cabo cualquier alteración en la composición debido a una reacción. Como para el cálculo de la exergía química es necesario plantear la reacción de combustión, se ha descrito el procedimiento para su obtención en el apartado siguiente.

2.4.5 ANÁLISIS DE LA COMBUSTIÓN

El dato de partida consistía en la temperatura y presión del ambiente de referencia, que eran 25°C y 1atm respectivamente, además de la composición y flujo másico del combustible y del comburente, el aire.

Combustible	CH ₄	C ₂ H ₆	N ₂
mol%	86	6,5	7,5

Tabla 1. Porcentajes molares del combustible

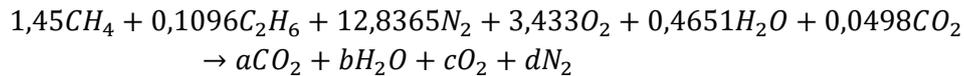
Comburente	N ₂	O ₂	H ₂ O	CO ₂
mol%	76,5	20,67	2,8	0,3

Tabla 2. Porcentajes molares del comburente

MW _{fuel} (kg/kmol)	17,81
MW _{aire} (kg/kmol)	28,56
m _{fuel} (kg/s)	30,1
m _{aire} (kg/s)	476,4

Tabla 3. Pesos moleculares y flujos másicos combustible y comburente

Con estos datos se ha planteado la reacción de combustión que tiene lugar en la caldera, introduciendo el número de moles de cada uno de los compuestos del gas natural y del aire a la entrada de la misma.



Realizando un balance de masa a cada uno de los elementos, carbono, hidrógeno, oxígeno y nitrógeno se ha obtenido el valor de los moles de los humos de salida cuya composición es la siguiente:

$$a=1,719 \text{ [kmol/s]}$$

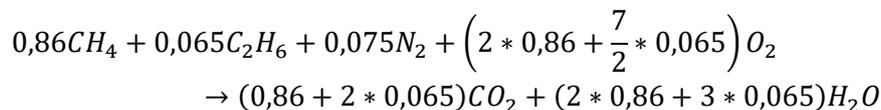
$$b=3,694 \text{ [kmol/s]}$$

$$c=0,1498 \text{ [kmol/s]}$$

$$d=12,8365 \text{ [kmol/s]}$$

Una vez obtenidos los flujos molares tanto a la entrada como a la salida, se ha calculado el valor de las fracciones molares de cada uno de los gases que nos serán de utilidad para el cálculo de la entalpía y entropía de ellos.

Para el cálculo del PCI (Poder Calorífico Inferior) del combustible, se ha planteado la reacción que tiene lugar en la caldera sin tener en cuenta el exceso de oxígeno. Es decir, como el PCI es una propiedad del combustible, este se calcula con el aire estrictamente necesario. Además, el máximo trabajo obtenible del combustible ocurrirá cuando los productos salgan a la temperatura y condiciones del ambiente. Para el cálculo del PCI se considera que el agua sale en estado vapor.



Se ha omitido en la reacción la contribución del nitrógeno ya que como entra y sale a T_{ref} y P_{ref} y se trata de un compuesto su contribución a la variación de entalpía será nula. También lo será la del oxígeno pero en este caso es interesante conocer el número de moles para operar con el aire estrictamente necesario.

Ahora, pasamos a definir cada una de las entalpías de los compuestos como la suma de su entalpía de formación y la diferencia entre la entalpía a la temperatura y presión a la que estamos trabajando y la entalpía en el estado T_{ref} , P_{ref} según la siguiente expresión:

$$\bar{h}(T, p) = \bar{h}_f^0 + [\bar{h}(T, p) - \bar{h}(T_{ref}, p_{ref})]$$

Como los productos entran y salen a T_{ref} y P_{ref} el segundo término será nulo para todos los compuestos. La expresión para el cálculo del PCI se resume en el siguiente balance de energía:

$$PCI = H_{reac}^0 - H_{prod}^0$$

Teniendo en cuenta la estequiometría planteada anteriormente en la reacción, se obtiene finalmente un PCI para nuestro gas natural de 43848 kJ/kg.

Resulta interesante definir un rendimiento de la caldera al que se le ha asignado la variable $\eta_{boiler2}$ como el cociente entre el calor que se traspassa al vapor en el ciclo y el calor total aportado por el combustible.

$$\eta_{boiler2} = \frac{Q_{out}}{PCI * m_F}$$

Se obtiene para este rendimiento un valor del 81,33%, es decir un 18,67% de la energía aportada por el combustible se ha perdido. La variable η_{boiler} , en cambio, se define de la siguiente manera:

$$\eta_{boiler1} = \frac{Q_{out}}{Q_{in}}$$

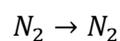
Se trata del cociente entre el calor transferido al fluido y el calor entrante en la caldera, que será el aportado por el combustible menos el que se va por los humos, y toma un valor del 95%, es decir, un 5% del calor se ha perdido por transferencia al entorno.

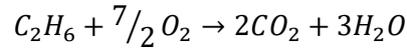
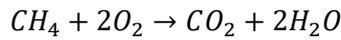
Para conocer el valor de la temperatura de los humos a la salida de la combustión, es necesario el cálculo de las entalpías de los productos en las corrientes de entrada. Para ello se ha calculado la entalpía del metano, etano, nitrógeno, oxígeno, carbono dióxido y vapor de agua a temperatura y presión de referencia. Por otro lado también para los productos vapor de agua, carbono dióxido, oxígeno y nitrógeno se ha realizado el mismo proceso, pero esta vez dejando los valores en función de la temperatura de estos. Conocemos el valor del calor entrante en la caldera porque nos lo proporciona el rendimiento de la misma y mediante el siguiente balance de energía calculamos la temperatura de los humos ya que es la única incógnita de la ecuación:

$$Q_{in} = m_{fuel}h_{fuel} + m_{aire}h_{aire} - m_{humos}h_{humos}$$

Siendo h_{fuel} la entalpía del combustible a la entrada, h_{aire} la del aire a la entrada y h_{humos} la entalpía de los humos en la corriente de salida. Obtenemos por medio de esta ecuación una temperatura para los humos de 350°C.

El siguiente objetivo consiste en el cálculo de la exergía química del combustible, que como se ha definido anteriormente, es el máximo trabajo teórico realizable por el mismo, al ser sometido a una reacción de combustión debido a sus propiedades químicas. Ya que tanto el aire como el combustible entran a la temperatura del ambiente de referencia este cálculo ha resultado sencillo. Para ello se ha definido la función de Gibbs de cada compuesto en el estado estándar y se han calculado las fracciones molares de cada compuesto con el fin de tener en cuenta la variación de la presión de cada uno respecto al estado estándar. Con la expresión desarrollada en el apartado de la exergía química en términos de la función de Gibbs y para cada uno de los componentes del combustible se ha calculado la exergía química de cada uno de ellos por separado. Las tres reacciones que contribuyen a la exergía química del combustible son las siguientes:





La expresión para el cálculo de la exergía del combustible particularizada a nuestras tres reacciones resulta

$$\bar{B}_{CH_4}^{ch} = [\bar{g}_{CH_4} + 2\bar{g}_{O_2} - \bar{g}_{CO_2} - 2\bar{g}_{H_2O}](T_0, p_0) + \bar{R}T_0 \ln \left[\frac{(y_{O_2}^e)^2}{(y_{CO_2}^e)^1 (y_{H_2O}^e)^2} \right]$$

$$\bar{B}_{C_2H_6}^{ch} = \left[\bar{g}_{C_2H_6} + \left(\frac{7}{2}\right) \bar{g}_{O_2} - 2\bar{g}_{CO_2} - 3\bar{g}_{H_2O} \right] (T_0, p_0) + \bar{R}T_0 \ln \left[\frac{(y_{O_2}^e)^{7/2}}{(y_{CO_2}^e)^2 (y_{H_2O}^e)^3} \right]$$

$$\bar{B}_{N_2}^{ch} = \bar{R}T_0 \ln \left[\frac{(y_{N_2}^{fuel})}{(y_{N_2}^e)^a} \right]$$

Multiplicando cada uno de los términos por sus fracciones molares correspondientes se obtiene la exergía del combustible en kJ/kmolcble.

2.5 DESCRIPCIÓN DE LOS RESULTADOS

2.5.1 VARIABLES EN CADA ESTADO

	bi	hi	hs,i	mi	Pi	si	Ti	xi
1	2,804	191,8		256,7	10	0,6492	319	0
2	4,493	193,6	193,5	256,7	1672	0,6497	319,1	
3	24,43	361,3		256,7	1504	1,145	359,2	
4	41,89	452,1		256,7	1334	1,391	380,8	
5	69,32	565,4		256,7	1210	1,679	407,5	-100
6	139,2	789,8		400	1150	2,198	459,3	0
7	178,9	840	823,7	400	31270	2,233	467,3	
8	252,1	1028		400	30920	2,619	510	
9	376,4	1307		400	30530	3,136	568,9	
10	497,5	1552		400	30220	3,55	614	
11	1593	3451		400	29500	6,249	873,2	100
12	1393	3263	3234	51,56	14930	6,287	756,5	
13	1240	3123	3069	46,6	8200	6,331	668,7	
14	1240	3123		301,8	8200	6,331	668,7	100
15	1550	3645		301,8	7730	7,04	873,2	
16	1248	3347	3336	22,55	3230	7,055	725,4	
17	973,5	3090	3047	22,61	1184	7,115	593,3	100
18	973,5	3090		256,7	1184	7,115	593,3	
19	1324	3698		256,7	1120	7,978	873,2	
20	902,1	3289	3260	10,48	323	8,021	679,8	
21	678,4	3081	3027	8,35	140	8,074	576,9	
22	500,3	2921	2846	14,8	64	8,136	495,7	

23	164,3	2637	2529	223,1	10	8,308	346,5	100
24	390,2	1359		51,56	14710	3,265	576,9	-100
25	385,4	1359		51,56	8200	3,281	570	0,02268
26	249,7	1061		98,16	8060	2,736	518	
27	246,1	1061		98,16	3230	2,748	511,2	0,01857
28	166,9	862,4		120,7	3180	2,348	475,3	
29	165,1	862,4		120,7	1270	2,354	463,8	0,0266
30	48,5	485,2		10,48	310	1,48	388,8	
31	48,19	485,2		10,48	140	1,481	382,5	0,01202
32	29,09	393,9		18,83	130	1,239	367,2	
33	28,84	393,9		18,83	64	1,24	360,8	0,0118
34	5,453	225,7		33,63	57	0,754	327,1	
35	5,014	225,7		33,63	10	0,7554	319	0,01417
36	-	104,9		13060	100	0,3672	298,2	
	0,00619							
	5							
37	0,6794	146,7		13060	100	0,5051	308,2	
		-241,2		476,4	101,3	6,985	298,2	
		-3914		30,1	101,3	10,84	298,2	

Tabla 4. Variables en cada estado

En la tabla se incluye el flujo másico (kg/s), la presión (kPa), la entropía (kJ/kg*K), la temperatura (K), la entalpía (kJ/kg), y la exergía (kJ/kg) de todos los estados del ciclo de vapor. Además incluye entalpías isoentrópicas (kJ/kg) y títulos de vapor de otros estados de interés.

Las temperaturas más altas se corresponden con los estados 11, 15 y 19 y se trata del vapor sobrecalentado a la salida de la caldera. La máxima presión que se alcanza tiene un valor de 31270 kPa y se sitúa a la salida de la bomba de alimentación. Esta presión debido al rozamiento con los distintos equipos de la instalación sufre una pequeña caída de presión hasta 29500 kPa a la entrada de la turbina en el estado 11. Esta caída de presión afectará al rendimiento de la planta. A la salida de la turbina, en los estados 20, 21, 22 y 23 todavía nos encontramos en la zona de vapor sobrecalentado gracias a lo que se evita dañar la turbina. La presión a la entrada del condensador es bastante pequeña, 10 kPa, característica importante ya que cuanto menor sea este valor mayor será el rendimiento. Los estados con mayor exergía los poseen aquellos que se disponen a entrar en las diferentes etapas de la turbina, el 11, 15 y 19. Por último comentar que el agua únicamente se encuentra en estado líquido a la salida del condensador (1) y del desgasificador (6). Para los estados 25, 27, 29, 31, 33 y 35 se encuentra en equilibrio líquido vapor, en todos ellos después de atravesar las válvulas.

2.5.2 BALANCES DE MASA

1..1	1	2	3	4	5	6	7
	Δ_m ,boiler	Δ_m ,cond	Δ_m ,cp	Δ_m ,deaerator	Δ_m ,FWP	Δ_m ,hph1	Δ_m ,hph2
	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
Run 1	0	1,388E-17	0	-2,776E-17	0	3,469E-18	-3,469E-18
1..1	8	9	10	11	12	13	14
	Δ_m ,hph3	Δ_m ,hpt	Δ_m ,ipt	Δ_m ,lph1	Δ_m ,lph2	Δ_m ,lph3	Δ_m ,lpt
	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
Run 1	0	6,939E-18	0	-8,674E-19	0	0	-1,388E-17
15	16	17	18	19	20		
	Δ_m ,v1	Δ_m ,v2	Δ_m ,v3	Δ_m ,v4	Δ_m ,v5	Δ_m ,v6	
	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	
	0	0	0	0	0	0	

Tabla 5. Resultados balance de masa

Las tablas anteriores muestran el valor de las variables delta asignadas a cada volumen de control de la planta para la comprobación del cumplimiento de los balances de masa. Como se comprueba el valor de la variable calculada por el programa EES para cada uno de los equipos es cero.

2.5.3 BALANCES DE ENERGÍA

	\dot{Q}_{perd} [kJ/s]	η_{ener} [%]	$\%_{\text{perd}}$
CONDENSER	561,4	99,99	0,72
CP	83,43	85	0,11
FWP	3544	85	4,53
LPH1	17,82	99,96	0,02
LPH2	88,7	99,62	0,11
LPH3	324,2	98,9	0,41
DEAERATOR	3155	99,01	4,03
HPH1	139,5	99,82	0,18
HPH2	27,81	99,97	0,04
HPH3	341,7	99,65	0,44
BOILER	56499	95	72,17
HPT	1244	99	1,59
IPT	1615	99	2,06
LPT	2576	99	3,29
GENERATOR	8071	98,5	10,31

Tabla 6. Resultados balance de energía

En la tabla anterior se muestra el valor en [kJ/s] de las pérdidas de calor correspondientes a cada equipo. Las pérdidas en la caldera suponen un 72,17% de las pérdidas totales por transferencias de calor en la planta. Es, por tanto, el equipo que más pérdida supone, seguido del generador. Este último sufre unas pérdidas por transferencia de calor de 8071 kJ/s, lo que supone un 10,31% de las pérdidas totales. A continuación está la bomba de alimentación, a la que le corresponde el 4,53% de las

pérdidas siendo estas 3544 kJ/s. Las pérdidas en el desgasificador también son considerables, con un valor de 3155 kJ/s que supone un 4,03% de las pérdidas totales. En el caso de la turbina el porcentaje de pérdidas aumenta de menor a mayor según se va expandiendo en las tres etapas de la misma desde un 1,59% de las pérdidas totales en la turbina de alta presión, seguido de un 2,06% en la de media, hasta un 3,29% en la etapa de baja presión. Las pérdidas en los demás equipos son despreciables en comparación con las anteriores como se puede deducir de los porcentajes que se muestran en la tabla.

	W_{prod} [kJ/s]		W_{cons} [kJ/s]	$W_{\text{mec,final}}$ [kJ/s]
HPT	123110			
IPT	159932	CP	-556,2	
LPT	254995	FWP	-23628	
Total	538037		-24184,2	513852,8

Tabla 7. Potencias mecánicas

Esta tabla muestra tanto la potencia mecánica producida en las tres etapas de la turbina como la potencia consumida tanto en la bomba de condensado como en la bomba de agua de alimentación. Para los valores de potencia en cada etapa de la turbina, vemos que son mayores para las últimas etapas de la misma, alcanzando una suma total de 538037 kW producidos. Restándole los valores de potencia consumida por las bombas mostrados en la tabla, el valor de potencia mecánica total desarrollada por la planta suma los 513852,8 kW.

Esta potencia mecánica es transformada en el generador en energía eléctrica transportable mediante las líneas de transmisión para su consumo. Debido a las pérdidas en el generador, con un rendimiento del 85%, la potencia eléctrica neta final desarrollada por la planta es de 505782 kJ/s.

Por último, resulta también interesante el cálculo de los trabajos isoentrópicos de la turbina y las bombas, pues nos dan el valor del trabajo máximo desarrollable y el trabajo mínimo requerido, respectivamente, en el caso de que no existieran irreversibilidades en el proceso.

	W_{iso} [kJ/s]	W_{real} [kJ/s]	$\%_{\text{perd}}$
HPT	144485	123110	14,79
IPT	173996	159932	8,08
LPT	283371	254995	10,01

Tabla 8. Potencias isoentrópicas turbina

En la primera columna se muestra el trabajo que desarrollarían si no existieran irreversibilidades de ningún tipo y en la segunda el trabajo real desarrollado. En la tercera columna se muestra el porcentaje de potencia de menos desarrollada a causa de estas irreversibilidades para cada etapa de la turbina.

De la misma manera se realiza para cada bomba que interviene en el proceso.

	W_{iso} [kJ/s]	W_{real} [kJ/s]	$\%_{perd}$
CP	430,8	472,8	8,88
FWP	13566	20084	32,45

Tabla 9. Potencias isoentrópicas bombas

En resumen, a causa de las irreversibilidades, necesitamos un 8,88% más de potencia para la bomba de condensado y un 32,45% más para la bomba de agua de alimentación.

2.5.4 BALANCES DE EXERGÍA

	b_d [kJ/s]	η_{exer} [%]	$\%_{perd}$
CONDENSER	27142	24,81	3,23
CP	122,6	77,95	0,01
FWP	7720	67,33	0,92
LPH1	2647	65,91	0,32
LPH2	1140	79,91	0,14
LPH3	1904	78,72	0,23
DEAERATOR	4066	93,19	0,48
HPH1	2887	91,02	0,34
HPH2	3404	93,59	0,41
HPH3	3248	93,72	0,39
BOILER	744723	45,82	88,63
HPT	10265	92,3	1,22
IPT	7956	95,26	0,95
LPT	22995	90,89	2,74
GENERATOR	8071	98,5	0,96

Tabla 10. Resultados balance de exergía

El término de la primera columna es la exergía destruida en cada equipo, es decir, el trabajo útil que inevitablemente perdemos en cada uno de los dispositivos. El equipo en el que ocurre una mayor destrucción de exergía es, con diferencia, la caldera, con una destrucción total de 744723 kJ/s, que supone un 88,63% de la destrucción total de la planta. Otro grupo en el que es destacable este valor es en el condensador, con una destrucción de 27142 kJ/s que corresponden a un 3,27% de la destrucción total. Por último, la destrucción total en la turbina suma un valor de 41216 kJ/s, lo que supone un 4,97% de la total.

Para equipos como la turbina, el desgasificador y los intercambiadores de calor de alta presión, hemos obtenido rendimientos exergéticos por encima del 90%. En cambio, en otros equipos hemos comprobado que el aprovechamiento energético no es el más óptimo. Esto último ocurre por ejemplo en el condensador, en el que se ha obtenido tan sólo un valor del 24,81% para el rendimiento exergético.

Aporte neto de exergía	1366000KW	100%
-------------------------------	------------------	-------------

Distribución de exergía		
Potencia producida	505782KW	37,03%
Pérdidas		
Agua de refrigeración	8872,96KW	0,65%
Gases chimenea(supuesto)		0,22%
Destrucción de exergía		
CONDENSER	27142 KW	1,99%
CP	122,6 KW	0,01%
FWP	7720 KW	0,57%
LPH1	2647 KW	0,19%
LPH2	1140 KW	0,08%
LPH3	1904 KW	0,14%
DEAERATOR	4066 KW	0,30%
HPH1	2887 KW	0,21%
HPH2	3404 KW	0,25%
HPH3	3248 KW	0,24%
BOILER	744723 KW	54,52%
HPT	10265 KW	0,75%
IPT	7956 KW	0,58%
LPT	22995 KW	1,68%
GENERATOR	8071 KW	0,59%
TOTAL		100,00%

Tabla 11. Distribución de exergía

En el cuadro podemos ver un resumen de la distribución de la exergía aportada por el combustible a la planta. Un 37% de la misma se convierte en potencia neta mientras que el 63% restante se pierde en el agua de refrigeración, en los gases que salen por la chimenea y en los diferentes equipos de la planta, en especial, en la caldera que destruye el 54,52% de la exergía.

2.5.5 RESULTADOS DE LA COMBUSTIÓN EN LA CALDERA

	h_f^0 [Kj/kmol]	s [kj/kmolK]
N₂	0	191,5
CH₄	-74850	186,16
C₂H₆	-84680	229,49
CO₂	-393520	213,69
O₂	0	205,03
H₂O	-241820	188,72

Tabla 12. Entalpías de formación y entropías estándar de los compuestos

En la tabla anterior se muestra el valor de las entalpías y entropías para los gases a la entrada de la caldera.

	h [KJ/kg]	s [kJ/kgK]
Fuel	-3914	10,84
Aire	-241,2	6,985
Humos	-2690	8,121

Tabla 13. Entalpías y entropías para el combustible, el aire y los humos

En esta tabla se adjuntan los valores correspondientes a la entalpía y entropía tanto de la corriente de gas natural y de aire a la entrada como las de los humos en la corriente de salida.

	b^{ch} [kJ/kmol]
N₂	-5757
CH₄	824708
C₂H₆	1477000

Tabla 14. Valores de la exergía química del combustible

Esta tabla contiene los valores de la exergía química de cada componente del combustible en kJ/kmol. Nótese, que para el caso de la reacción del nitrógeno el valor de la exergía química obtenido es negativo. Esto se debe a que la única reacción que se ha dado en él ha sido una variación de presión desde una menor a otra mayor. Este trabajo de compresión se ve reflejado en el valor negativo de su exergía. Por el contrario, las dos siguientes reacciones son exotérmicas y contribuyen a una liberación de energía. Atendiendo al número de moles de cada compuesto en el combustible, la exergía química total en el mismo resulta de 1357000 kJ/s.

3. ASPECTOS ECONÓMICOS

3.1 DESCRIPCIÓN DEL PRESUPUESTO

HORAS INTERNAS	nº horas	Coste horario	Coste total
Ingenieros	150h	20€/h	3.000 €
Subtotal Horas Internas			3.000 €

AMORTIZACIONES	nº horas	Coste horario	Coste total
Ordenadores	125h	0,5€/h	62,50 €
Licencia EES	100h	2,5€/h	250 €
Subtotal Amortizaciones			312,50 €

GASTOS	Coste total
Materiales	20 €
Subtotal Gastos	20 €

RESUMEN DEL PRESUPUESTO	Coste
Concepto	
Horas Internas	3.000 €
Amortizaciones	312,50 €
Gastos	20 €
SUBTOTAL	3.333 €
Imprevistos (10%)	333 €
TOTAL	3.666 €

4. CONCLUSIONES

- Las principales irreversibilidades en una planta de producción de potencia de ciclo convencional se dan en la caldera en la transferencia de calor desde el combustible al vapor.
- Todos los equipos llevan asociadas pequeñas pérdidas de exergía por la transferencia de calor al entorno.
- El fluido sufre caídas de presión en su paso a través de los equipos que contribuyen a la destrucción de exergía.
- Es imposible lograr rendimientos del 100% porque contradicen el segundo principio de la termodinámica.
- El análisis energético no es suficiente para describir el comportamiento de un sistema porque no contempla la irreversibilidad de los procesos.
- El análisis exergético es una herramienta eficaz para detectar las fuentes de irreversibilidades y plantear mejoras porque informa acerca de la energía malgastada.
- El estudio de mejoras debe ir orientado a una búsqueda de soluciones medioambientalmente favorables.
- Un aprovechamiento del calor residual de los humos puede hacer aumentar el rendimiento de nuestra planta en un.. %

5. BIBLIOGRAFÍA

- 1 y 2/ <http://www.ree.es>

- 3,4,5,6,7,8,9 y 13/ Michael J. Moran; Howard N. Shapiro. Fundamentos de termodinámica técnica. 2ª ed. Barcelona: Editorial Reverté, 2004.
- 10/ http://www.ekocoil.fi/assets/airpreheater_v01.pdf
- 12/ <http://www.cicloaguavapor.com>
- 14/ <http://www.spiraxsarco.com>
- Michael J. Moran; Howard N. Shapiro. Fundamentos de termodinámica técnica. 2ª ed. Barcelona: Editorial Reverté, 2004.
- <http://www.spiraxsarco.com>
- <http://www.cicloaguavapor.com>
- <http://www.energiaysociedad.es>
- <http://www.ree.es>
- <https://elperiodicodelaenergia.com/las-10-mayores-centrales-termicas-de-gas-del-mundo/>
- <https://www.geurtsheatexchangers.com/products/airpreheaters/combustion-air-preheaters/#&gid=1&pid=2>

6. ANEXO: CÓDIGO EES UTILIZADO

6.1 ESTADOS DEL CICLO DE VAPOR

"STATE 1"

$x[1]=0$
 $m[1]=256,68$ "[kg/s]"
 $T[1]=45,82+273,15$ "[K]"
 $P[1]=10$ "[kPa]"
 $h[1]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};x=x[1];P=P[1])$ "[kJ/kg]"
 $s[1]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};x=x[1];P=P[1])$ "[kJ/kg·K]"

"STATE 2"

$m[2]=m[1]$
 $T[2]=45,9+273,15$ "[K]"
 $P[2]=1672$ "[kPa]"
 $h[2]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[2];P=P[2])$ "[kJ/kg]"
 $h_s[2]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};s=s[1];P=P[2])$ "[kJ/kg]"
 $s[2]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[2];P=P[2])$ "[kJ/kg·K]"

"STATE 3"

$m[3]=m[1]$ "[kg/s]"
 $T[3]=86+273,15$ "[K]"
 $P[3]=1504$ "[kPa]"
 $h[3]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[3];P=P[3])$ "[kJ/kg]"
 $s[3]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[3];P=P[3])$ "[kJ/kg·K]"

"STATE 4"

$m[4]=m[1]$ "[kg/s]"
 $T[4]=107,6+273,15$ "[K]"
 $P[4]=1334$ "[kPa]"
 $h[4]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[4];P=P[4])$ "[kJ/kg]"
 $s[4]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[4];P=P[4])$ "[kJ/kg·K]"

"STATE 5"

$m[5]=m[1]$ "[kg/s]"
 $T[5]=134,3+273,15$ "[K]"
 $P[5]=1210$ "[kPa]"
 $x[5]=\text{Quality}(\text{Steam_IAPWS};P=P[5];h=h[5])$
 $h[5]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[5];P=P[5])$ "[kJ/kg]"
 $s[5]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[5];P=P[5])$ "[kJ/kg·K]"

"STATE 6"

$m[6]=400$ "[kg/s]"
 $x[6]=0$ "[-]"
 $T[6]=186,1+273,15$ "[K]"
 $P[6]=1150$ "[kPa]"
 $h[6]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};x=x[6];P=P[6])$ "[kJ/kg]"
 $s[6]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};x=x[6];P=P[6])$ "[kJ/kg·K]"

"STATE 7"

$m[7]=m[6]$ "[kg/s]"
 $T[7]=194,1+273,15$ "[K]"
 $P[7]=31270$ "[kPa]"
 $h[7]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[7];P=P[7])$ "[kJ/kg]"
 $h_s[7]=\text{enthalpy}(\text{steam_IAPWS};s=s[6];P=P[7])$ "[kJ/kg]"
 $s[7]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[7];P=P[7])$ "[kJ/kg·K]"

"STATE 8"

$m[8]=m[6]$ "[kg/s]"
 $T[8]=236,8+273,15$ "[K]"
 $P[8]=30920$ "[kPa]"
 $h[8]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[8];P=P[8])$ "[kJ/kg]"
 $s[8]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[8];P=P[8])$ "[kJ/kg·K]"

"STATE 9"

$m[9]=m[6]$ "[kg/s]"
 $T[9]=295,7+273,15$ "[K]"
 $P[9]=30530$ "[kPa]"
 $h[9]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[9];P=P[9])$ "[kJ/kg]"
 $s[9]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[9];P=P[9])$ "[kJ/kg·K]"

"STATE 10"

$m[10]=m[6]$ "[kg/s]"
 $T[10]=340,8+273,15$ "[K]"
 $P[10]=30220$ "[kPa]"
 $h[10]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[10];P=P[10])$ "[kJ/kg]"
 $s[10]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[10];P=P[10])$ "[kJ/kg·K]"

"STATE 11"

$m[11]=m[6]$ "[kg/s]"
 $T[11]=600+273,15$ "[K]"
 $P[11]=29500$ "[kPa]"
 $h[11]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[11];P=P[11])$ "[kJ/kg]"
 $s[11]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[11];P=P[11])$ "[kJ/kg·K]"
 $x[11]=\text{Quality}(\text{Steam_IAPWS};P=P[11];T=T[11])$

"STATE 12"

$m[12]=51,56$
 $T[12]=483,3+273,15$ "[K]"
 $P[12]=14930$ "[kPa]"
 $h[12]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[12];P=P[12])$ "[kJ/kg]"
 $h_s[12]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};s=s[11];P=P[12])$
 $s[12]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[12];P=P[12])$ "[kJ/kg·K]"

"STATE 13"

$m[13]=46,6$
 $T[13]=395,5+273,15$ "[K]"
 $P[13]=8200$ "[kPa]"
 $h_s[13]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};s=s[11];P=P[13])$
 $h[13]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[13];P=P[13])$ "[kJ/kg]"
 $s[13]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[13];P=P[13])$ "[kJ/kg·K]"

"STATE 14"

$m[14]=301,84$
 $T[14]=T[13]$ "[K]"
 $P[14]=P[13]$ "[kPa]"
 $h[14]=h[13]$ "[kJ/kg]"
 $s[14]=s[13]$ "[kJ/kg·K]"
 $x[14]=\text{Quality}(\text{Steam_IAPWS};P=P[14];T=T[14])$

"STATE 15"

$m[15]=m[14]$

T[15]=600+273,15	"[K]"
P[15]=7730	"[kPa]"
h[15]=enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[15];P=P[15])	"[kJ/kg]"
s[15]=entropy(Steam_IAPWS;T=T[15];P=P[15])	"[kJ/kg·K]"
"STATE 16"	
m[16]=22,55	
T[16]=452,2+273,15	"[K]"
P[16]=3230	"[kPa]"
h[16]=enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[16];P=P[16])	"[kJ/kg]"
h_s[16]=enthalpy(Steam_IAPWS;s=s[15];P=P[16])	
s[16]=entropy(Steam_IAPWS;T=T[16];P=P[16])	"[kJ/kg·K]"
"STATE 17"	
m[17]=22,61	
T[17]=320,1+273,15	"[K]"
P[17]=1184	"[kPa]"
h[17]=enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[17];P=P[17])	"[kJ/kg]"
h_s[17]=enthalpy(Steam_IAPWS;s=s[15];P=P[17])	
s[17]=entropy(Steam_IAPWS;T=T[17];P=P[17])	"[kJ/kg·K]"
x[17]=Quality(Steam_IAPWS;P=P[17];h=h[17])	
"STATE 18"	
m[18]=m[1]	
T[18]=T[17]	"[K]"
P[18]=P[17]	"[kPa]"
h[18]=enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[18];P=P[18])	"[kJ/kg]"
s[18]=entropy(Steam_IAPWS;T=T[18];P=P[18])	"[kJ/kg·K]"
"STATE 19"	
m[19]=m[1]	
T[19]=600+273,15	"[K]"
P[19]=1120	"[kPa]"
h[19]=enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[19];P=P[19])	"[kJ/kg]"
s[19]=entropy(Steam_IAPWS;T=T[19];P=P[19])	"[kJ/kg·K]"
"STATE 20"	
m[20]=10,48	
T[20]=406,6+273,15	"[K]"
P[20]=323	"[kPa]"
h[20]=enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[20];P=P[20])	"[kJ/kg]"
h_s[20]=Enthalpy(Steam_IAPWS;s=s[19];P=P[20])	"[kJ/kg]"
s[20]=entropy(Steam_IAPWS;T=T[20];P=P[20])	"[kJ/kg·K]"
"STATE 21" "[kg/s]"	
m[21]=8,35	
T[21]=303,7+273,15	"[K]"
P[21]=140	"[kPa]"
h[21]=enthalpy(Steam_IAPWS;T=T[21];P=P[21])	"[kJ/kg]"
h_s[21]=enthalpy(Steam_IAPWS;s=s[19];P=P[21])	
s[21]=entropy(Steam_IAPWS;T=T[21];P=P[21])	"[kJ/kg·K]"
"STATE 22"	
m[22]=14,8	
T[22]=222,5+273,15	"[K]"
P[22]=64	"[kPa]"

$h[22]=\text{Enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[22];P=P[22])$	"[kJ/kg]"
$h_s[22]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};s=s[19];P=P[22])$	
$s[22]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[22];P=P[22])$	"[kJ/kg·K]"
"STATE 23"	
$m[23]=223,05$	
$T[23]=73,35+273,15$	"[K]"
$P[23]=10$	"[kPa]"
$h[23]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[23];P=P[23])$	"[kJ/kg]"
$h_s[23]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};s=s[19];P=P[23])$	
$s[23]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[23];P=P[23])$	"[kJ/kg·K]"
$x[23]=\text{Quality}(\text{Steam_IAPWS};P=P[23];t=t[23])$	
"STATE 24"	
$m[24]=51,56$	"[kg/s]"
$T[24]=303,7+273,15$	"[K]"
$P[24]=14710$	"[kPa]"
$h[24]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[24];P=P[24])$	"[kJ/kg]"
$x[24]=\text{Quality}(\text{Steam_IAPWS};P=P[24];h=h[24])$	
$s[24]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[24];P=P[24])$	"[kJ/kg·K]"
"STATE 25"	
$m[25]=m[24]$	
$T[25]=296,8+273,15$	"[K]"
$P[25]=8200$	"[kPa]"
$h[25]=h[24]$	"[kJ/kg]"
$s[25]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};x=x[25];P=P[25])$	"[kJ/kg·K]"
$x[25]=\text{Quality}(\text{Steam_IAPWS};P=P[25];h=h[25])$	
"STATE 26"	
$m[26]=98,16$	
$T[26]=244,8+273,15$	"[K]"
$P[26]=8060$	"[kPa]"
$h[26]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[26];P=P[26])$	"[kJ/kg]"
$s[26]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[26];P=P[26])$	"[kJ/kg·K]"
"STATE 27"	
$m[27]=m[26]$	
$T[27]=238+273,15$	"[K]"
$P[27]=P[16]$	"[kPa]"
$h[27]=h[26]$	"[kJ/kg]"
$s[27]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};x=x[27];P=P[27])$	"[kJ/kg·K]"
$x[27]=\text{Quality}(\text{Steam_IAPWS};P=P[27];h=h[27])$	
"STATE 28"	
$m[28]=120,71$	
$T[28]=202,1+273,15$	"[K]"
$P[28]=3180$	"[kPa]"
$h[28]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[28];P=P[28])$	"[kJ/kg]"
$s[28]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[28];P=P[28])$	"[kJ/kg·K]"
"STATE 29"	
$m[29]=m[28]$	
$T[29]=190,6+273,15$	"[K]"
$P[29]=1270$	"[kPa]"
$h[29]=h[28]$	"[kJ/kg]"
$s[29]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};h=h[29];x=x[29])$	"[kJ/kg·K]"
$x[29]=\text{Quality}(\text{Steam_IAPWS};P=P[29];h=h[29])$	

"STATE 30"

$m[30]=10,48$
 $T[30]=115,6+273,15$
 $P[30]=310$
 $h[30]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[30];P=P[30])$
 $s[30]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[30];P=P[30])$

"[K]"
 "[kPa]"
 "[kJ/kg]"
 "[kJ/kg·K]"

"STATE 31"

$m[31]=m[30]$
 $T[31]=109,3+273,15$
 $P[31]=140$
 $h[31]=h[30]$
 $s[31]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};x=x[31];P=P[31])$
 $x[31]=\text{Quality}(\text{Steam_IAPWS};P=P[31];h=h[31])$

"[K]"
 "[kPa]"
 "[kJ/kg]"
 "[kJ/kg·K]"

"STATE 32"

$m[32]=18,83$
 $T[32]=94+273,15$
 $P[32]=130$
 $h[32]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[32];P=P[32])$
 $s[32]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[32];P=P[32])$

"[K]"
 "[kPa]"
 "[kJ/kg]"
 "[kJ/kg·K]"

"STATE 33"

$m[33]=m[32]$
 $T[33]=87,61+273,15$
 $P[33]=64$
 $h[33]=h[32]$ "[kJ/kg]"
 $s[33]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};x=x[33];P=P[33])$
 $x[33]=\text{Quality}(\text{Steam_IAPWS};P=P[33];h=h[33])$

"[K]"
 "[kPa]"
 "[kJ/kg·K]"

"STATE 34"

$m[34]=33,63$
 $T[34]=53,9+273,15$
 $P[34]=57$
 $h[34]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[34];P=P[34])$
 $s[34]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[34];P=P[34])$

"[K]"
 "[kPa]"
 "[kJ/kg]"
 "[kJ/kg·K]"

"STATE 35"

$m[35]=m[34]$
 $T[35]=T[1]$
 $P[35]=P[1]$
 $h[35]=h[34]$
 $x[35]=\text{Quality}(\text{Steam_IAPWS};P=P[35];h=h[35])$
 $s[35]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};x=x[35];P=P[35])$

"[K]"
 "[kPa]"
 "[kJ/kg]"
 "[kJ/kg·K]"

"STATE 36"

$m[36]=13060$
 $T[36]=25+273,15$
 $P[36]=100$
 $h[36]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[36];P=P[36])$
 $s[36]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[36];P=P[36])$

"[kg/s]"
 "[K]"
 "[kPa]"
 "[kJ/kg]"
 "[kJ/kg·K]"

"STATE 37"

$m[37]=m[36]$
 $T[37]=35+273,15$
 $P[37]=P[36]$
 $h[37]=\text{enthalpy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[37];P=P[37])$

"[K]"
 "[kPa]"
 "[kJ/kg]"

$s[37]=\text{entropy}(\text{Steam_IAPWS};T=T[37];P=P[37])$

"[kJ/kg·K]"

6.2 BALANCES DE MASA

"BALANCES DE MASA"

"LPH1"

$\text{DELTA_m_lph1}=m[22]+m[33]-m[34]+m[2]-m[3]$

"LPH2"

$\text{DELTA_m_lph2}=m[21]+m[31]-m[32]+m[3]-m[4]$

"LPH3"

$\text{DELTA_m_lph3}=m[4]-m[5]+m[20]-m[30]$

"Desgasificador"

$\text{DELTA_m_deaerator}=m[5]+m[17]+m[29]-m[6]$

"Bomba FWP"

$\text{DELTA_m_FWP}=m[6]-m[7]$

"HPH1"

$\text{DELTA_m_hph1}=m[16]+m[27]-m[28]+m[7]-m[8]$

"HPH2"

$\text{DELTA_m_hph2}=m[13]+m[25]-m[26]+m[8]-m[9]$

"HPH3"

$\text{DELTA_m_hph3}=m[12]-m[24]+m[9]-m[10]$

"CALDERA"

$\text{DELTA_m_boiler}=m[10]+m[14]+m[18]-m[11]-m[15]-m[19]$

"HPT"

$\text{DELTA_m_hpt}=m[11]-m[12]-m[14]-m[13]$

"IPT"

$\text{DELTA_m_ipt}=m[15]-m[16]-m[17]-m[18]$

"LPT"

$\text{DELTA_m_lpt}=m[19]-m[20]-m[21]-m[22]-m[23]$

"VÁLVULAS"

$\text{DELTA_m_v1}=m[31]-m[30]$

$\text{DELTA_m_v2}=m[33]-m[32]$

$\text{DELTA_m_v3}=m[34]-m[35]$

$\text{DELTA_m_v4}=m[24]-m[25]$

$\text{DELTA_m_v5}=m[26]-m[27]$

$\text{DELTA_m_v6}=m[28]-m[29]$

"CONDENSADOR"

$\text{DELTA_m_cond}=m[23]+m[35]-m[1]+m[36]-m[37]$

"BOMBA CP"

$\text{DELTA_m_cp}=m[1]-m[2]$

6.3 BALANCES DE ENERGÍA

"BALANCES DE ENERGÍA"

"LPH1"

$Q_{\text{dot_LPH1_46}} = E_{\text{salida_lph1}} - E_{\text{entrada_lph1}}$ {calor que se pierde en LPH1}
 $E_{\text{entrada_lph1}} = h[3] \cdot m[3] - h[2] \cdot m[2]$
 $E_{\text{salida_lph1}} = m[22] \cdot h[22] + m[33] \cdot h[33] - m[34] \cdot h[34]$
 $\text{eta_ener_lph1} = E_{\text{entrada_lph1}} / E_{\text{salida_lph1}}$ {rendimiento de LPH1}

"LPH2"

$E_{\text{entrada_lph2}} = h[4] \cdot m[4] - h[3] \cdot m[3]$
 $E_{\text{salida_lph2}} = h[21] \cdot m[21] + h[31] \cdot m[31] - h[32] \cdot m[32]$
 $Q_{\text{dot_lph2_47}} = E_{\text{salida_lph2}} - E_{\text{entrada_lph2}}$ "calor que se pierde en el intercambiador"
 $\text{eta_ener_lph2} = E_{\text{entrada_lph2}} / E_{\text{salida_lph2}}$ {Rendimiento energético de LPH2}

"LPH3"

$E_{\text{entrada_lph3}} = h[5] \cdot m[5] - h[4] \cdot m[4]$
 $E_{\text{salida_lph3}} = h[20] \cdot m[20] - h[30] \cdot m[30]$
 $Q_{\text{dot_lph3_48}} = E_{\text{salida_lph3}} - E_{\text{entrada_lph3}}$ "calor que se pierde en el intercambiador"
 $\text{eta_ener_lph3} = E_{\text{entrada_lph3}} / E_{\text{salida_lph3}}$ {Rendimiento energético de LPH3}

"HPH1"

$E_{\text{entrada_hph1}} = m[8] \cdot h[8] - m[7] \cdot h[7]$
 $E_{\text{salida_hph1}} = m[16] \cdot h[16] + m[27] \cdot h[27] - m[28] \cdot h[28]$
 $Q_{\text{dot_HPH1_51}} = E_{\text{salida_hph1}} - E_{\text{entrada_hph1}}$ "calor que se pierde en el intercambiador"
 $\text{eta_ener_hph1} = E_{\text{entrada_hph1}} / E_{\text{salida_hph1}}$ {Rendimiento energético de HPH1}

"HPH2"

$E_{\text{entrada_hph2}} = m[9] \cdot h[9] - m[8] \cdot h[8]$
 $E_{\text{salida_hph2}} = m[13] \cdot h[13] + m[25] \cdot h[25] - m[26] \cdot h[26]$
 $Q_{\text{dot_HPH2_52}} = E_{\text{salida_hph2}} - E_{\text{entrada_hph2}}$ "calor que se pierde en el intercambiador"
 $\text{eta_ener_hph2} = E_{\text{entrada_hph2}} / E_{\text{salida_hph2}}$

"HPH3"

$E_{\text{entrada_hph3}} = m[10] \cdot h[10] - m[9] \cdot h[9]$
 $E_{\text{salida_hph3}} = m[12] \cdot h[12] - m[24] \cdot h[24]$
 $Q_{\text{dot_HPH3_53}} = E_{\text{salida_hph3}} - E_{\text{entrada_hph3}}$ "calor que se pierde en el intercambiador"
 $\text{eta_ener_hph3} = E_{\text{entrada_hph3}} / E_{\text{salida_hph3}}$

"BOMBA CP"

$\text{eta_iso_cp} = (h_s[2] - h[1]) / (h[2] - h[1])$ "rendimiento isoentrópico"
 $\text{eta_cp} = 0,85$ "Rendimiento mecánico de la bomba CP"
 $W_{\text{dot_iso_cp}} = m[1] \cdot (h_s[2] - h[1])$ "adiabático y reversible"
 $W_{\text{dot_cp}} = W_{\text{dot_iso_cp}} / \text{eta_iso_cp}$ "calculamos la potencia real necesaria mediante el rendimiento isoentrópico de la bomba, será mayor debido a las irreversibilidades..."
 $W_{\text{dot_cp_40}} = W_{\text{dot_cp}} / \text{eta_cp}$ "necesitaré mas potencia debido a las perdidas por rozamiento etc.."
 $W_{\text{dot_cp_40}} + h[1] \cdot m[1] = Q_{\text{dot_cp_45}} + h[2] \cdot m[2]$ "balance de energía en la bomba CP, calculo el calor que pierde"

"BOMBA_FWP"

$\text{eta_fwp} = 0,85$ "rendimiento mecánico de la bomba FWP"
 $\text{eta_iso_fwp} = (h_s[7] - h[6]) / (h[7] - h[6])$ "rendimiento isoentrópico"

$W_{dot_iso_fwp} = m[6] * (h_s[7] - h[6])$
 $W_{dot_fwp} = W_{dot_iso_fwp} / \eta_{iso_fwp}$
 $W_{dot_fwp_41} = W_{dot_fwp} / \eta_{fwp}$ "potencia real requerida por la bomba para cumplir especificaciones del estado 7"
 $h[6] * m[6] + W_{dot_fwp_41} = m[7] * h[7] + Q_{dot_fwp_50}$ "calor disipado en FWP"

"CONDENSADOR"

$Q_{dot_cond_in} = m[23] * h[23] + m[35] * h[35] - m[1] * h[1]$ "[kW]"
 $Q_{dot_cond_out} = m[37] * h[37] - m[36] * h[36]$ "[kW]"
 $Q_{dot_cond_44} = Q_{dot_cond_in} - Q_{dot_cond_out}$ "[kW]"
 $\eta_{cond} = (Q_{dot_cond_out} / Q_{dot_cond_in}) * 100$ "[%]"

"TURBINA"

$\eta_m = 0.99$
 $W_{dot_mec_38} = W_{dot_hpt} + W_{dot_ipt} + W_{dot_lpt}$ "trabajo total desarrollado por la turbina"
 $Q_{dot_TV_42} = Q_{dot_hpt} + Q_{dot_ipt} + Q_{dot_lpt}$ "pérdidas de calor en la turbina"

"TURBINA HPT"

$\eta_{iso_hpt} = (h[11] * m[11] - h[12] * m[12] - h[14] * (m[14] + m[13])) / (h[11] * m[11] - h_s[12] * m[12] - h_s[13] * (m[14] + m[13]))$ "rendimiento isoentrópico de la turbina"
 $W_{dot_iso_hpt} = h[11] * m[11] - (m[13] + m[14]) * h_s[13] - m[12] * h_s[12]$
 $W_{dot_hpt0} = W_{dot_iso_hpt} * \eta_m$ "sin tener en cuenta el rendimiento mecánico"
 $W_{dot_hpt} = \eta_m * W_{dot_iso_hpt} * \eta_m$ "potencia real desarrollada por la turbina de alta presión"
 $Q_{dot_hpt} + W_{dot_hpt} + (m[13] + m[14]) * h[13] + m[12] * h[12] = m[11] * h[11]$ "Calor que se pierde en la turbina de alta presión"
 $\eta_{ener_hpt} = W_{dot_hpt} / (m[11] * h[11] - m[12] * h[12] - (m[13] + m[14]) * h[14])$

"TURBINA IPT"

$\eta_{iso_ipt} = (h[15] * m[15] - h[16] * m[16] - h[17] * (m[17] + m[18])) / (h[15] * m[15] - h_s[16] * m[16] - h_s[17] * (m[17] + m[18]))$ "rendimiento isoentrópico"
 $W_{dot_iso_ipt} = h[15] * m[15] - (m[17] + m[18]) * h_s[17] - m[16] * h_s[16]$ "potencia isoentrópica"
 $W_{dot_ipt0} = W_{dot_iso_ipt} * \eta_m$ "sin tener en cuenta pérdidas del rendimiento mecánico"
 $W_{dot_ipt} = \eta_m * W_{dot_iso_ipt} * \eta_m$ "potencia producida"
 $Q_{dot_ipt} + W_{dot_ipt} + (m[17] + m[18]) * h[17] + m[16] * h[16] = m[15] * h[15]$ "Calor que se pierde en la turbina de presión media"

"TURBINA LPT"

$\eta_{iso_lpt} = (h[19] * m[19] - h[20] * m[20] - h[21] * m[21] - h[22] * m[22] - h[23] * m[23]) / (h[19] * m[19] - h_s[20] * m[20] - h_s[21] * m[21] - h_s[22] * m[22] - h_s[23] * m[23])$ "rendimiento isoentrópico"
 $W_{dot_iso_lpt} = h[19] * m[19] - (h_s[20] * m[20] + h_s[21] * m[21] + h_s[22] * m[22] + h_s[23] * m[23])$
 "potencia isoentrópica"
 $W_{dot_lpt0} = W_{dot_iso_lpt} * \eta_m$ "potencia desarrollada sin tener en cuenta pérdidas mecánicas"
 $W_{dot_lpt} = \eta_m * W_{dot_iso_lpt} * \eta_m$ "potencia producida"
 $Q_{dot_lpt} + W_{dot_lpt} + m[20] * h[20] + m[21] * h[21] + m[22] * h[22] + m[23] * h[23] = m[19] * h[19]$ "Calor que se pierde en la turbina de alta presión"

"DEAERATOR"

$Q_{dot_deaerator_49} = m[5] * h[5] + m[17] * h[17] + m[29] * h[29] - m[6] * h[6]$
 $\eta_{Deaerator} = ((m[6] * h[6]) / (m[5] * h[5] + m[17] * h[17] + m[29] * h[29])) * 100$

"GENERADOR"

```

eta_alt=0,985
eta_alt=(W_dot_net_39+W_dot_cp_40+W_dot_fwp_41)/(W_dot_mec_38)      "sacamos la
potencia electrica final disponible"
W_dot_mec_38=W_dot_net_39+W_dot_cp_40+W_dot_fwp_41+Q_dot_gen_43  "[kJ/s]" "y aquí
el calor que se pierde en el generador"
  
```

"BOILER"

```

eta_boiler=0,95
Q_dot_boiler_in = mf*h_0_fuel + ma*h_0_aire - m_humos*h_humos  "[kW]"
Q_dot_boiler_out = m[10]*(h[11] -h[10]) + m[14]*(h[15] -h[14]) + m[18]*(h[19] -h[18])  "[kW]"
Q_dot_boiler_54 = Q_dot_boiler_in - Q_dot_boiler_out  "[kW]"
eta_boiler = (Q_dot_boiler_out/Q_dot_boiler_in)  "[%]"
eta_boiler2 = (Q_dot_boiler_out/(mf*PCI))*100  "[%]"
  
```

"RENDIMIENTO DEL CICLO"

```

eta_ciclo=(W_dot_net_39)/(mf*PCI)

T_0=25+273,15 "[K]"
P_0=Po# "[Kpa]"
h_w0=Enthalpy(Water;T=T_0;P=P_0)
s_w0=Entropy(Water;T=T_0;P=P_0)
  
```

```

Duplicate j=1;37
bf[j]=(h[j]-h_w0)-T_0*(s[j]-s_w0) "[kJ/kg]"
end
  
```

6.4 ANÁLISIS DE LA COMBUSTIÓN

"ANÁLISIS DE LA REACCIÓN"

"fracciones molares"

```

"fuel"
yCH4r=0,86
yC2H6r=0,065
yN2fr=0,075
  
```

"aire"

```

yN2ar=0,765
yO2r=0,2067
yH2Or=0,028
yCO2r=0,0003
  
```

```

mf=30,1 "[kg/s]"
ma=476,4 "[kg/s]"
MW_f=yCH4r*MolarMass(Methane)+yC2H6r*MolarMass(C2H6)+yN2fr*MolarMass(N2)
"[kg/kmol]"
MW_a=yN2ar*MolarMass(N2)+yO2r*MolarMass(o2)+yH2Or*MolarMass(H2O)+yCO2r*MolarMa
ss(CO2) "[kg/kmol]"
  
```

```

n_fuel=mf/MW_f
n_air=ma/MW_a
" Molar masses "
MW_N2=molarmass(Nitrogen) "[kg/kmol]"
MW_O2=molarmass(Oxygen) "[kg/kmol]"
MW_CO2=molarmass(CarbonDioxide) "[kg/kmol]"
  
```

MW_H2O=molarmass(Water) "[kg/kmol]"
 MW_CH4=molarmass(Methane) "[kg/kmol]"
 MW_C2H6=molarmass(Ethane) "[kg/kmol]"

"REACCIÓN"

$$n_{CH4_r} CH_4 + n_{C2H6_r} C_2H_6 + (n_{N2fuel_r} + n_{N2aire_r}) N_2 + n_{O2_r} O_2 + n_{H2O_r} H_2O + n_{CO2_r} CO_2 \rightarrow a CO_2 + b H_2O + c O_2 + (n_{N2fuel_r} + n_{N2aire_r}) N_2$$

"balance de materia"

"C:" $n_{CH4_r} + 2 * n_{C2H6_r} + n_{CO2_r} = a$
 "H:" $4 * n_{CH4_r} + 6 * n_{C2H6_r} + 2 * n_{H2O_r} = 2 * b$
 "O:" $2 * n_{O2_r} + n_{H2O_r} + 2 * n_{CO2_r} = 2 * a + b + 2 * c$

"moles de reactivos(fuel)"

$n_{CH4_r} = n_{fuel} * y_{CH4r}$
 $n_{C2H6_r} = n_{fuel} * y_{C2H6r}$
 $n_{N2fuel_r} = n_{fuel} * y_{N2fr}$

"moles de reactivos(aire)"

$n_{O2_r} = n_{air} * y_{O2r}$
 $n_{CO2_r} = n_{air} * y_{CO2r}$
 $n_{H2O_r} = n_{air} * y_{H2Or}$
 $n_{N2aire_r} = n_{air} * y_{N2ar}$

"fracciones másicas"

$m_{CH4} = n_{CH4_r} * \text{MolarMass}(CH_4)$
 $m_{C2H6} = n_{C2H6_r} * \text{MolarMass}(C_2H_6)$
 $m_{N2fuel} = n_{N2fuel_r} * \text{MolarMass}(N_2)$

$y_{mCH4} = m_{CH4} / (m_{CH4} + m_{C2H6} + m_{N2fuel})$
 $y_{mC2H6} = m_{C2H6} / (m_{CH4} + m_{C2H6} + m_{N2fuel})$
 $y_{mN2fuel} = m_{N2fuel} / (m_{CH4} + m_{C2H6} + m_{N2fuel})$

"entalpías de formación"

$h_{form_CH4} = -74850 / MW_{CH4}$	"kJ/kg"
$h_{form_C2H6} = -84680 / MW_{C2H6}$	"kJ/kg"
$h_{form_N2} = 0$	"kJ/kg"
$h_{form_O2} = 0$	"kJ/kg"
$h_{form_H2O_liquido} = -285813 / MW_{H2O}$	"kJ/kg"
$h_{form_H2O_vapor} = -241820 / MW_{H2O}$	"kJ/kg"
$h_{form_CO2} = -393520 / MW_{CO2}$	"kJ/kg"

"entropías absolutas [KJ/Kmol.K]"

$s_{abs_CH4} = 186,16 / MW_{CH4}$	"kJ/kg K"
$s_{abs_C2H6} = 229,49 / MW_{C2H6}$	"kJ/kg K"
$s_{abs_N2} = 191,50 / MW_{N2}$	"kJ/kg K"
$s_{abs_O2} = 205,03 / MW_{O2}$	"kJ/kg K"
$s_{abs_H2O_l} = 69,95 / MW_{H2O}$	"kJ/kg K"
$s_{abs_H2O_v} = 188,72 / MW_{H2O}$	"kJ/kg K"
$s_{abs_CO2} = 213,69 / MW_{CO2}$	"kJ/kg K"

"función de gibbs de formación [KJ/kmol]"

g_CH4=-50790 "kJ/kmol K"
 g_C2H6=-32890 "kJ/kmol K"
 g_N2=0 "kJ/kmol K"
 g_O2=0 "kJ/kmol K"
 g_H2O_liquido=-237180 "kJ/kmol K"
 g_H2O_vapor=-228590 "kJ/kmol K"
 g_CO2=-394380 "kJ/kmol K"

"entalpías de los reactivos a T_0 [kJ/kg] "

"fuel"

"entalpía"

h_CH4_r=h_form_CH4

h_C2H6_r=h_form_C2H6

h_N2_rf=h_form_N2

$h_0_{fuel} = (MW_{CH4} \cdot y_{CH4r} \cdot h_{CH4_r} + MW_{C2H6} \cdot y_{C2H6r} \cdot h_{C2H6_r} + MW_{N2} \cdot y_{N2fr} \cdot h_{N2_rf}) / MW_f$

 [kJ/kg]

"entropía"

$DELTA s_{fuel_N2} = \text{entropy}(N2; T=T_0; P=P_0 \cdot y_{N2fr}) - \text{entropy}(N2; T=T_0; P=P_0)$

 [kJ/kg·K]

$DELTA s_{fuel_CH4} = \text{entropy}(CH4; T=T_0; P=P_0 \cdot y_{CH4r}) - \text{entropy}(CH4; T=T_0; P=P_0)$

 [kJ/kg·K]

$DELTA s_{fuel_C2H6} = \text{entropy}(C2H6; T=T_0; P=P_0 \cdot y_{C2H6r}) - \text{entropy}(C2H6; T=T_0; P=P_0)$

 [kJ/kg·K]

$s_0_{fuel} = (y_{N2fr} \cdot MW_{N2} \cdot (s_{abs_N2} + DELTA s_{fuel_N2}) + y_{CH4r} \cdot MW_{CH4} \cdot (s_{abs_CH4} + DELTA s_{fuel_CH4}) + y_{C2H6r} \cdot MW_{C2H6} \cdot (s_{abs_C2H6} + DELTA s_{fuel_C2H6})) / MW_f$

 [kJ/kg·K]

"aire"

"entalpía"

h_O2_r=h_form_O2 [kJ/kg]

h_N2_r=h_form_N2 [kJ/kg]

h_H2O_r=h_form_H2O_vapor [kJ/kg]

h_CO2_r=h_form_CO2 [kJ/kg]

$h_0_{aire} = (MW_{H2O} \cdot h_{H2O_r} \cdot y_{H2Or} + MW_{O2} \cdot h_{O2_r} \cdot y_{O2r} + MW_{N2} \cdot h_{N2_r} \cdot y_{N2ar} + MW_{CO2} \cdot h_{CO2_r} \cdot y_{CO2r}) / MW_a$

"entropía"

$DELTA s_{0_O2} = \text{entropy}(O2; T=T_0; P=P_0 \cdot y_{O2r}) - \text{entropy}(O2; T=T_0; P=P_0)$

 [kJ/kg·K]

$DELTA s_{0_N2} = \text{entropy}(N2; T=T_0; P=P_0 \cdot y_{N2ar}) - \text{entropy}(N2; T=T_0; P=P_0)$

 [kJ/kg·K]

$DELTA s_{0_CO2} = \text{entropy}(CO2; T=T_0; P=P_0 \cdot y_{CO2r}) - \text{entropy}(CO2; T=T_0; P=P_0)$

 [kJ/kg·K]

$DELTA s_{0_H2O} = \text{entropy}(H2O; T=T_0; P=P_0 \cdot y_{H2Or}) - \text{entropy}(H2O; T=T_0; P=P_0)$

 [kJ/kg·K]

$s_0_{aire} = (y_{O2r} \cdot MW_{O2} \cdot (s_{abs_O2} + DELTA s_{0_O2}) + y_{N2ar} \cdot MW_{N2} \cdot (s_{abs_N2} + DELTA s_{0_N2}) + y_{CO2r} \cdot MW_{CO2} \cdot (s_{abs_CO2} + DELTA s_{0_CO2}) + y_{H2Or} \cdot MW_{H2O} \cdot (s_{abs_H2O_v} + DELTA s_{0_H2O})) / MW_a$

 [kJ/kg·K]

"CÁLCULO DEL PCI"

$H^0_{react} = (y_{N2fr} \cdot MW_{N2} \cdot h_{N2_rf} + y_{CH4r} \cdot MW_{CH4} \cdot h_{CH4_r} + y_{C2H6r} \cdot MW_{C2H6} \cdot h_{C2H6_r})$

 [kJ/kmol]

$H^0_{prod} = (y_{N2fr} \cdot MW_{N2} \cdot h_{N2_rf} + (y_{CH4r} + 2 \cdot y_{C2H6r}) \cdot MW_{CO2} \cdot h_{CO2_r} + (2 \cdot y_{CH4r} + 3 \cdot y_{C2H6r}) \cdot MW_{H2O} \cdot h_{H2O_r})$

 [kJ/kmol]

$$PCI = (H^0_{\text{react}} - H^0_{\text{prod}})/MW_f \quad \text{"[kJ/kg]"}$$

"exergía química del combustible"

$$R=R\# \quad \text{"[kJ/kmol*K]"}$$

$$b_{\text{ch_N2}}=R*T_0*\ln(y_{\text{N2fr}}/y_{\text{N2ar}})$$

$$\text{"[kJ/kmol]"}$$

$$b_{\text{ch_CH4}}=(g_{\text{CH4}}+2*g_{\text{O2}}-g_{\text{CO2}}-2*g_{\text{H2O_vapor}})+R*T_0*\ln((y_{\text{CH4r}}*(y_{\text{O2r}})^2)/(y_{\text{CO2r}}*(y_{\text{H2Or}})^2)) \quad \text{"[kJ/kmol]"}$$

$$b_{\text{ch_C2H6}}=(g_{\text{C2H6}}+3,5*g_{\text{O2}}-2*g_{\text{CO2}}-3*g_{\text{H2O_vapor}})+R*T_0*\ln((y_{\text{C2H6r}}*(y_{\text{O2r}})^{7/2})/((y_{\text{CO2r}})^2*(y_{\text{H2Or}})^3)) \quad \text{"[kJ/kmol]"}$$

$$b_{\text{ch_cble}}=n_{\text{fuel}}*(y_{\text{N2fr}}*b_{\text{ch_N2}}+y_{\text{CH4r}}*b_{\text{ch_CH4}}+y_{\text{C2H6r}}*b_{\text{ch_C2H6}})$$

$$\text{"[kJ/s]"}$$

"AIRE A LA ENTRADA DE LA CALDERA"

$$h[38]=h_0_{\text{aire}}$$

$$p[38]=p_0$$

$$s[38]=s_0_{\text{aire}}$$

$$t[38]=t_0$$

$$m[38]=m_a$$

"COMBUSTIBLE A LA ENTRADA DE LA CALDERA"

$$h[39]=h_0_{\text{fuel}}$$

$$s[39]=s_0_{\text{fuel}}$$

$$t[39]=t_0$$

$$p[39]=p_0$$

$$m[39]=m_f$$

"HUMOS"

"moles de humos"

$$n_{\text{h_N2}}=n_{\text{N2aire_r}}+n_{\text{N2fuel_r}}$$

$$n_{\text{h_CO2}}=a$$

$$n_{\text{h_H2O}}=b$$

$$n_{\text{h_O2}}=c$$

$$m_{\text{h_N2}}=n_{\text{h_N2}}*MW_{\text{N2}}$$

$$m_{\text{h_co2}}=n_{\text{h_CO2}}*MW_{\text{CO2}}$$

$$m_{\text{h_h2O}}=n_{\text{h_H2O}}*MW_{\text{H2O}}$$

$$m_{\text{h_o2}}=n_{\text{h_O2}}*MW_{\text{O2}}$$

$$m_{\text{humos}}=m_{\text{h_N2}}+m_{\text{h_co2}}+m_{\text{h_h2O}}+m_{\text{h_o2}}$$

"fracciones molares de humos"

$$y_{\text{h_N2}}=n_{\text{h_N2}}/(n_{\text{h_N2}}+n_{\text{h_CO2}}+n_{\text{h_H2O}}+n_{\text{h_O2}})$$

$$y_{\text{h_CO2}}=n_{\text{h_CO2}}/(n_{\text{h_N2}}+n_{\text{h_CO2}}+n_{\text{h_H2O}}+n_{\text{h_O2}})$$

$$y_{\text{h_H2O}}=n_{\text{h_H2O}}/(n_{\text{h_N2}}+n_{\text{h_CO2}}+n_{\text{h_H2O}}+n_{\text{h_O2}})$$

$$y_{\text{h_O2}}=n_{\text{h_O2}}/(n_{\text{h_N2}}+n_{\text{h_CO2}}+n_{\text{h_H2O}}+n_{\text{h_O2}})$$

$$MW_{\text{humos}}=y_{\text{h_N2}}*MW_{\text{N2}}+y_{\text{h_CO2}}*MW_{\text{CO2}}+y_{\text{h_H2O}}*MW_{\text{H2O}}+y_{\text{h_O2}}*MW_{\text{O2}}$$

"entalpías de los productos a Tp [kJ/kg]"

$$h_{\text{O2_p}}=h_{\text{form_O2}}+(Enthalpy(\text{O2};T=Tp)-Enthalpy(\text{O2};T=T_0))\text{"[kJ/kg]"}$$

$$h_{\text{N2_p}}=h_{\text{form_N2}}+(Enthalpy(\text{N2};T=Tp)-Enthalpy(\text{N2};T=T_0))$$

$$h_{\text{CO2_p}}=h_{\text{form_CO2}}+(Enthalpy(\text{CO2};T=Tp)-Enthalpy(\text{CO2};T=T_0))$$

$$h_{H_2O_p} = h_{form_H_2O_vapor} + (\text{Enthalpy}(H_2O; T=Tp) - \text{Enthalpy}(H_2O; T=T_0))$$

$$h_{humos} = (h_{O_2_p} * MW_{O_2} * n_{h_O_2} + h_{N_2_p} * MW_{N_2} * n_{h_N_2} + h_{CO_2_p} * MW_{CO_2} * n_{h_CO_2} + h_{H_2O_p} * MW_{H_2O} * n_{h_H_2O}) / m_{humos} \quad \text{"[kJ/kg]"}$$

"entropías de los productos a T_p "

$$DELTA_{s_humos_O_2} = \text{entropy}(O_2; T=Tp; P=P_0 * y_{h_O_2}) - \text{entropy}(O_2; T=T_0; P=P_0) \quad \text{"[kJ/kg-K]"}$$

$$DELTA_{s_humos_N_2} = \text{entropy}(N_2; T=Tp; P=P_0 * y_{h_N_2}) - \text{entropy}(N_2; T=T_0; P=P_0) \quad \text{"[kJ/kg-K]"}$$

$$DELTA_{s_humos_CO_2} = \text{entropy}(CO_2; T=Tp; P=P_0 * y_{h_CO_2}) - \text{entropy}(CO_2; T=T_0; P=P_0) \quad \text{"[kJ/kg-K]"}$$

$$DELTA_{s_humos_H_2O} = \text{entropy}(H_2O; T=Tp; P=P_0 * y_{h_H_2O}) - \text{entropy}(H_2O; T=T_0; P=P_0) \quad \text{"[kJ/kg-K]"}$$

$$s_{humos} = \frac{(n_{h_O_2} * MW_{O_2} * (s_{abs_O_2} + DELTA_{s_humos_O_2}) + n_{h_N_2} * MW_{N_2} * (s_{abs_N_2} + DELTA_{s_humos_N_2}) + n_{h_CO_2} * MW_{CO_2} * (s_{abs_CO_2} + DELTA_{s_humos_CO_2}) + n_{h_H_2O} * MW_{H_2O} * (s_{abs_H_2O_v} + DELTA_{s_humos_H_2O}))}{m_{humos}} \quad \text{"[kJ/kg-K]"}$$

6.5 BALANCES DE EXERGÍA

"BALANCES DE EXERGÍA"

"Calculo las destrucciones de exergía por medio de balances de exergía y lo compruebo con el de entropía. Por último calculo rendimientos exergéticos"

"LPH1"

$$m[2]*b[2]+m[22]*b[22]+m[33]*b[33]-m[3]*b[3]-m[34]*b[34]-Bd_dot_lph1=0 \quad \text{"Destrucción de exergía"}$$

$$psi_lph1 = (b[3]*m[3]-b[2]*m[2]) / (b[22]*m[22]+b[33]*m[33]-b[34]*m[34]) \quad \text{"rendimiento exergético"}$$

$$entropy_gen_lph1 = m[3]*s[3]+m[34]*s[34]-m[2]*s[2]-m[22]*s[22]-m[33]*s[33]$$

$$Bd_dot_lph1_bis = entropy_gen_lph1 * T_0$$

"LPH2"

$$m[21]*b[21]+m[3]*b[3]+m[31]*b[31]-m[4]*b[4]-m[32]*b[32]-Bd_dot_lph2=0$$

$$psi_lph2 = (b[4]*m[4]-b[3]*m[3]) / (b[21]*m[21]+b[31]*m[31]-b[32]*m[32])$$

"LPH3"

$$m[4]*b[4]+m[20]*b[20]-m[5]*b[5]-m[30]*b[30]-Bd_dot_lph3=0$$

$$psi_lph3 = (b[5]*m[5]-b[4]*m[4]) / (b[20]*m[20]-b[30]*m[30])$$

"HPH1"

$$m[16]*b[16]+m[7]*b[7]+M[27]*b[27]-m[8]*b[8]-m[28]*b[28]-Bd_dot_hph1=0$$

$$psi_hph1 = (b[8]*m[8]-b[7]*m[7]) / (b[27]*m[27]+b[16]*m[16]-b[28]*m[28])$$

"HPH2"

$$m[8]*b[8]+m[25]*b[25]+M[13]*b[13]-m[9]*b[9]-m[26]*b[26]-Bd_dot_hph2=0$$

$$psi_hph2 = (b[9]*m[9]-b[8]*m[8]) / (b[25]*m[25]+b[13]*m[13]-b[26]*m[26])$$

"HPH3"

$$m[9]*b[9]+m[12]*b[12]-m[10]*b[10]-m[24]*b[24]-Bd_dot_hph3=0$$

$$psi_hph3 = (b[10]*m[10]-b[9]*m[9]) / (b[12]*m[12]-b[24]*m[24])$$

"CP"

$$W_dot_cp_40 + m[1]*(b[1]-b[2]) - Bd_dot_cp = 0$$

$$psi_CP = m[1]*(b[2]-b[1]) / W_dot_cp_40$$

$$\text{entropy_gen_cp} = s[2]*m[2] - s[1]*m[1] + (Q_dot_cp_45/T_0)$$

$$\text{Bd_dot_cp_bis} = T_0 * \text{entropy_gen_cp}$$

"FWP"

$$W_dot_fwp_41 + m[6]*(b[6] - b[7]) - \text{Bd_dot_fwp} = 0$$

$$\text{psi_FWP} = m[6]*(b[7] - b[6]) / W_dot_fwp_41$$

"CONDENSADOR"

$$b[23]*m[23] + m[36]*b[36] + m[35]*b[35] - m[37]*b[37] - m[1]*b[1] - \text{Bd_dot_cond} = 0$$

$$\text{psi_cond} = (b[37]*m[37] - b[36]*m[36]) / (-b[1]*m[1] + b[35]*m[35] + m[23]*b[23])$$

$$\text{entropy_gen_cond} = (s[1]*m[1] - m[35]*s[35] - m[23]*s[23]) + m[36]*(s[37] - s[36]) + (Q_dot_cond_44/T_0)$$

$$\text{Bd_dot_cond_bis} = T_0 * \text{entropy_gen_cond}$$

"TURBINA HPT"

$$-W_dot_hpt + b[11]*m[11] - m[12]*b[12] - m[14]*b[14] - m[13]*b[13] - \text{Bd_dot_hpt} = 0$$

$$\text{psi_hpt} = W_dot_hpt / (m[11]*b[11] - (b[12]*m[12] + b[14]*m[14] + b[13]*m[13]))$$

$$\text{entropy_gen_hpt} = s[12]*m[12] + m[14]*s[14] + m[13]*s[13] - m[11]*s[11] + (Q_dot_hpt/T_0)$$

$$\text{Bd_dot_hpt_bis} = \text{entropy_gen_hpt} * T_0$$

"TURBINA IPT"

$$-W_dot_ipt + b[15]*m[15] - m[16]*b[16] - m[18]*b[18] - m[17]*b[17] - \text{Bd_dot_ipt} = 0$$

$$\text{psi_ipt} = W_dot_ipt / (m[15]*b[15] - (b[16]*m[16] + b[17]*m[17] + b[18]*m[18]))$$

"TURBINA LPT"

$$-W_dot_lpt + b[19]*m[19] - m[20]*b[20] - m[21]*b[21] - m[22]*b[22] - m[23]*b[23] - \text{bd_lpt} = 0$$

$$\text{psi_lpt} = W_dot_lpt / (m[19]*b[19] - (b[20]*m[20] + b[21]*m[21] + b[22]*m[22] + m[23]*b[23]))$$

"DEAERATOR"

$$b[17]*m[17] + b[5]*m[5] + b[29]*m[29] - b[6]*m[6] - \text{bd_deaerator} = 0$$

$$\text{psi_deaerator} = b[6]*m[6] / (b[29]*m[29] + b[17]*m[17] + b[5]*m[5])$$

$$\text{entropy_gen_deaerator} = s[6]*m[6] - s[29]*m[29] - s[5]*m[5] - s[17]*m[17] + (Q_dot_deaerator_49/T_0)$$

$$\text{Bd_dot_deaerator_bis} = \text{entropy_gen_deaerator} * T_0$$

"BOILER"

$$b_ch_cble + (b[10]*m[10] + b[14]*m[14] + b[18]*m[18] - b[11]*m[11] - b[15]*m[15] - b[19]*m[19]) - \text{bd_boiler} = 0$$

$$\text{psi_boiler} = (m[11]*(b[11] - b[10]) + m[14]*(b[15] - b[14]) + m[18]*(b[19] - b[18])) / b_ch_cble$$

$$\text{entropy_gen_boiler} = s[11]*m[11] + s[15]*m[15] + s[19]*m[19] - (m[10]*s[10] + m[14]*s[14] + m[18]*s[18]) - ((Q_dot_boiler_in - Q_dot_boiler_54) / T_0)$$

$$\text{Bd_dot_boiler_bis} = \text{entropy_gen_boiler} * T_0 + b_ch_cble$$

"M - GENERATOR"

$$B_dot_gen_in = W_dot_mec_38 \quad \text{"[kW]"}$$

$$B_dot_gen_out = W_dot_net_39 + W_dot_CP_40 + W_dot_FWP_41 \quad \text{"[kW]"}$$

$$\text{Bd_dot_gen} = (B_dot_gen_in - B_dot_gen_out)$$

$$\text{psi_gen} = (B_dot_gen_out / B_dot_gen_in) \quad \text{"["} \% \text{"}$$

"VALVE1"

$$B_dot_valve_1_in = m[24]*b[24] \quad \text{"[kW]"}$$

$$B_dot_valve_1_out = m[25]*b[25] \quad \text{"[kW]"}$$

$$\text{Bd_dot_valve_1} = (B_dot_valve_1_in - B_dot_valve_1_out) \quad \text{"[kW]"}$$

$$\text{psi_valve_1} = (B_dot_valve_1_out / B_dot_valve_1_in) * \text{convert}(-; \%) \quad \text{"["} \% \text{"}$$

"VALVE2"

$$B_dot_valve_2_in = m[26]*b[26] \quad \text{"[kW]"}$$

$$B_dot_valve_2_out = m[27]*b[27] \quad \text{"[kW]"}$$

$B_{dot_valve_2} = (B_{dot_valve_2_in} - B_{dot_valve_2_out})$ "[kW]"
 $\psi_{valve_2} = (B_{dot_valve_2_out} / B_{dot_valve_2_in}) * \text{convert}(-; \%)$ "[%]"

"VALVE3"

$B_{dot_valve_3_in} = m[28] * b[28]$ "[kW]"
 $B_{dot_valve_3_out} = m[29] * b[29]$ "[kW]"
 $B_{dot_valve_3} = (B_{dot_valve_3_in} - B_{dot_valve_3_out})$ "[kW]"
 $\psi_{valve_3} = (B_{dot_valve_3_out} / B_{dot_valve_3_in}) * \text{convert}(-; \%)$ "[%]"

"VALVE4"

$B_{dot_valve_4_in} = m[30] * b[30]$ "[kW]"
 $B_{dot_valve_4_out} = m[31] * b[31]$ "[kW]"
 $B_{dot_valve_4} = (B_{dot_valve_4_in} - B_{dot_valve_4_out})$ "[kW]"
 $\psi_{valve_4} = (B_{dot_valve_4_out} / B_{dot_valve_4_in}) * \text{convert}(-; \%)$ "[%]"

"VALVE5"

$B_{dot_valve_5_in} = m[32] * b[32]$ "[kW]"
 $B_{dot_valve_5_out} = m[33] * b[33]$ "[kW]"
 $B_{dot_valve_5} = (B_{dot_valve_5_in} - B_{dot_valve_5_out})$ "[kW]"
 $\psi_{valve_5} = (B_{dot_valve_5_out} / B_{dot_valve_5_in}) * \text{convert}(-; \%)$ "[%]"

"VALVE6"

$B_{dot_valve_6_in} = m[34] * b[34]$ "[kW]"
 $B_{dot_valve_6_out} = m[35] * b[35]$ "[kW]"
 $B_{dot_valve_6} = (B_{dot_valve_6_in} - B_{dot_valve_6_out})$ "[kW]"
 $\psi_{valve_6} = (B_{dot_valve_6_out} / B_{dot_valve_6_in}) * \text{convert}(-; \%)$ "[%]"

"Rendimiento exergético de la planta"

$\psi_{ciclo} = (W_{dot_net_39}) / (b_{ch_cble}) * \text{convert}(-; \%)$

6.6 ANÁLISIS DE LA ALTERNATIVA DE MEJORA

"ALTERNATIVA DE MEJORA-PRECALENTADOR DE AIRE"

$Thumos = 350 + 273$ "[K]"
 $T_{0_aire} = 298$ "[K]"
 $T_{0_fuel} = 298$ "[K]"
 $ma = 476,4$ "[kg/s]"

"fracciones molares"

"combustible"

$y_{CH4} = 0,86$
 $y_{C2H6} = 0,065$
 $y_{N2} = 0,075$

"aire"

$y_{N2_air} = 0,765$
 $y_{O2} = 0,2067$
 $y_{H2O} = 0,028$
 $y_{CO2} = 0,0003$

$MW_f = y_{CH4} * MW_{CH4} + y_{C2H6} * MW_{C2H6} + y_{N2} * MW_{N2}$ "[kg/kmol]"
 $MW_a = y_{N2_air} * MW_{N2} + y_{O2} * MW_{O2} + y_{H2O} * MW_{H2O} + y_{CO2} * MW_{CO2}$ "[kg/kmol]"
 $MW_{humos} = y_{N2_humos} * MW_{N2} + y_{CO2_humos} * MW_{CO2} + y_{H2O_humos} * MW_{H2O} + y_{O2_humos} * MW_{O2}$

$$n_{\text{fuel}} = m_f / MW_f$$

$$n_{\text{air}} = m_a / MW_a$$

$$MW_{\text{N}_2} = \text{molarmass}(\text{Nitrogen}) \quad \text{"[kg/kmol]"} \\
MW_{\text{O}_2} = \text{molarmass}(\text{Oxygen}) \quad \text{"[kg/kmol]"} \\
MW_{\text{CO}_2} = \text{molarmass}(\text{CarbonDioxide}) \quad \text{"[kg/kmol]"} \\
MW_{\text{H}_2\text{O}} = \text{molarmass}(\text{Water}) \quad \text{"[kg/kmol]"} \\
MW_{\text{CH}_4} = \text{molarmass}(\text{Methane}) \quad \text{"[kg/kmol]"} \\
MW_{\text{C}_2\text{H}_6} = \text{molarmass}(\text{Ethane}) \quad \text{"[kg/kmol]"}$$

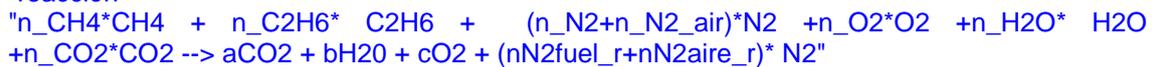
"moles de reactivos(fuel)"

$$n_{\text{CH}_4} = n_{\text{fuel}} * y_{\text{CH}_4} \\
n_{\text{C}_2\text{H}_6} = n_{\text{fuel}} * y_{\text{C}_2\text{H}_6} \\
n_{\text{N}_2} = n_{\text{fuel}} * y_{\text{N}_2}$$

"moles de reactivos(aire)"

$$n_{\text{O}_2} = n_{\text{air}} * y_{\text{O}_2} \\
n_{\text{CO}_2} = n_{\text{air}} * y_{\text{CO}_2} \\
n_{\text{H}_2\text{O}} = n_{\text{air}} * y_{\text{H}_2\text{O}} \\
n_{\text{N}_2_{\text{air}}} = n_{\text{air}} * y_{\text{N}_2_{\text{air}}}$$

"reacción"



"C:" $n_{\text{CH}_4} + 2 * n_{\text{C}_2\text{H}_6} + n_{\text{CO}_2} = a$

"O:" $2 * n_{\text{O}_2} + n_{\text{H}_2\text{O}} + 2 * n_{\text{CO}_2} = 2 * a + b + 2 * c$

"H:" $4 * n_{\text{CH}_4} + 6 * n_{\text{C}_2\text{H}_6} + 2 * n_{\text{H}_2\text{O}} = 2 * b$

"moles de humos"

$$n_{\text{CO}_2_{\text{humos}}} = a \\
n_{\text{H}_2\text{O}_{\text{humos}}} = b \\
n_{\text{O}_2_{\text{humos}}} = c \\
n_{\text{N}_2_{\text{humos}}} = n_{\text{N}_2_{\text{air}}} + n_{\text{N}_2}$$

"fracciones molares de humos"

$$y_{\text{CO}_2_{\text{humos}}} = a / (a + b + c + n_{\text{N}_2_{\text{humos}}}) \\
y_{\text{H}_2\text{O}_{\text{humos}}} = b / (a + b + c + n_{\text{N}_2_{\text{humos}}}) \\
y_{\text{O}_2_{\text{humos}}} = c / (a + b + c + n_{\text{N}_2_{\text{humos}}}) \\
y_{\text{N}_2_{\text{humos}}} = n_{\text{N}_2_{\text{humos}}} / (a + b + c + n_{\text{N}_2_{\text{humos}}})$$

"Cp aire"

$$Cp_{\text{N}_2} = \text{cp}(\text{N}_2; T = T_{0_{\text{aire}}}) \quad \text{"[kJ/kg*K]"} \\
Cp_{\text{O}_2} = \text{cp}(\text{O}_2; T = T_{0_{\text{aire}}}) \\
Cp_{\text{H}_2\text{O}} = \text{cp}(\text{H}_2\text{O}; T = T_{0_{\text{aire}}}) \\
Cp_{\text{CO}_2} = \text{cp}(\text{CO}_2; T = T_{0_{\text{aire}}})$$

$$Cp_{\text{aire}} = (Cp_{\text{N}_2} * y_{\text{N}_2_{\text{air}}} * MW_{\text{N}_2} + Cp_{\text{O}_2} * y_{\text{O}_2} * MW_{\text{O}_2} + Cp_{\text{H}_2\text{O}} * y_{\text{H}_2\text{O}} * MW_{\text{H}_2\text{O}} + Cp_{\text{CO}_2} * y_{\text{CO}_2} * MW_{\text{CO}_2}) / MW_a \quad \text{"[kJ/kg*K]"}$$

"Cp humos"

$$Cp_{\text{N}_2_{\text{humos}}} = \text{cp}(\text{N}_2; T = T_{\text{humos}}) \\
Cp_{\text{O}_2_{\text{humos}}} = \text{cp}(\text{O}_2; T = T_{\text{humos}}) \\
Cp_{\text{H}_2\text{O}_{\text{humos}}} = \text{cp}(\text{H}_2\text{O}; T = T_{\text{humos}}) \\
Cp_{\text{CO}_2_{\text{humos}}} = \text{cp}(\text{CO}_2; T = T_{\text{humos}})$$

$$Cp_humos=(Cp_N2_humos*y_N2_humos*MW_N2+Cp_O2_humos*y_O2_humos*MW_O2+Cp_H2O_humos*y_H2O_humos*MW_H2O+Cp_CO2_humos*y_CO2_humos*MW_CO2)/MW_humos$$

$$m_CO2_humos=a*MW_CO2$$

$$m_H2O_humos=b*MW_H2O$$

$$m_O2_humos=c*MW_O2$$

$$m_N2_humos=n_N2_humos*MW_N2$$

$$mh=m_CO2_humos+m_H2O_humos+m_O2_humos+m_N2_humos$$

$$h_0_aire=-241,2 \quad \text{"[kJ/kg]"}$$

$$h_0_humos=-2690 \quad \text{"[kJ/kg]"}$$

$$h_0_fuel=-3914 \quad \text{"[kJ/kg]"}$$

$$Cmin=Cp_aire*ma \quad \text{"[kW/K]"}$$

$$Cmax=Cp_humos*mh \quad \text{"[kW/K]"}$$

"precalentador"

$$Q_max_trans= Cmin*(Thumos-T_0_aire)$$

$$e=0,85$$

$$Q_trans=Q_max_trans*e$$

$$Q_trans=Cp_aire*ma*(T_1_aire-T_0_aire)$$

$$Q_trans=Cp_humos*mh*(Thumos-Thumos_salida)$$

"entalpías de formación"

$$h_form_CH4=-74850/MW_CH4 \quad \text{"kJ/kg"}$$

$$h_form_C2H6=-84680/MW_C2H6 \quad \text{"kJ/kg"}$$

$$h_form_N2=0 \quad \text{"kJ/kg"}$$

$$h_form_O2=0 \quad \text{"kJ/kg"}$$

$$h_form_H2O_liquido=-285813/MW_H2O \quad \text{"kJ/kg"}$$

$$h_form_H2O_vapor=-241820/MW_H2O \quad \text{"kJ/kg"}$$

$$h_form_CO2=-393520/MW_CO2 \quad \text{"kJ/kg"}$$

"En la caldera"

"entalpía del aire a la entrada de la caldera"

$$DELTA_N2 = \text{enthalpy}(N2; T=T_1_aire)-\text{enthalpy}(N2; T=T_0_aire)$$

$$DELTA_O2 = \text{enthalpy}(O2; T=T_1_aire) - \text{enthalpy}(O2; T=T_0_aire)$$

$$DELTA_H2O = \text{enthalpy}(H2O; T=T_1_aire)-\text{enthalpy}(H2O; T=T_0_aire)$$

$$DELTA_CO2 = \text{enthalpy}(CO2; T=T_1_aire)-\text{enthalpy}(CO2; T=T_0_aire)$$

$$h_1_aire_N2=DELTA_N2$$

$$h_1_aire_O2=DELTA_O2$$

$$h_1_aire_H2O=h_form_H2O_vapor+DELTA_H2O$$

$$h_1_aire_CO2=h_form_CO2+DELTA_CO2$$

$$h_1_aire=(h_1_aire_N2*y_N2_air*MW_N2 + h_1_aire_O2*y_O2*MW_O2 + h_1_aire_H2O*y_H2O*MW_H2O + h_1_aire_CO2*y_CO2*MW_CO2)/MW_a$$

"entalpía de los humos a la salida de la caldera"

$$DELTA_N2_humos = \text{enthalpy}(N2; T=Thumos)-\text{enthalpy}(N2; T=T_0_aire)$$

$$DELTA_O2_humos = \text{enthalpy}(O2; T=Thumos) - \text{enthalpy}(O2; T=T_0_aire)$$

$$DELTA_H2O_humos = \text{enthalpy}(H2O; T=Thumos)-\text{enthalpy}(H2O; T=T_0_aire)$$

$$DELTA_CO2_humos = \text{enthalpy}(CO2; T=Thumos)-\text{enthalpy}(CO2; T=T_0_aire)$$

$h_{0_humos_N2} = \Delta_{N2_humos}$
 $h_{0_humos_O2} = \Delta_{O2}$
 $h_{0_humos_H2O} = h_{form_H2O_vapor} + \Delta_{H2O_humos}$
 $h_{0_humos_CO2} = h_{form_CO2} + \Delta_{CO2_humos}$

$h_{0_humos} = (h_{0_humos_N2} \cdot y_{N2_humos} \cdot MW_{N2} + h_{0_humos_O2} \cdot y_{O2_humos} \cdot MW_{O2} + h_{0_humos_H2O} \cdot y_{H2O_humos} \cdot MW_{H2O} + h_{0_humos_CO2} \cdot y_{CO2_humos} \cdot MW_{CO2}) / MW_{humos}$ +

$Q_{in} = 1130000$

"[kW]"

$Q_{in} = m_f \cdot h_{0_fuel} + m_a \cdot h_{1_aire} - m_h \cdot h_{0_humos}$